

СОВРЕМЕННАЯ СИТУАЦИЯ И ТЕНДЕНЦИИ В ПРОЕКТИРОВАНИИ И ЭКСПЛУАТАЦИИ КОНДЕНСАТОРОВ МОЩНЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН ТЭС И АЭС

Учебное пособие



Министерство науки и высшего образования
Российской Федерации
Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б. Н. Ельцина

*Современная ситуация и тенденции
в проектировании и эксплуатации
конденсаторов мощных паровых
турбин ТЭС и АЭС*

Учебное пособие

*Под общей редакцией доктора технических наук,
профессора Ю. М. Бродова*

Рекомендовано методическим советом
Уральского федерального университета
для студентов, обучающихся по направлению
подготовки 13.04.03 «Энергетическое машиностроение»

Екатеринбург
Издательство Уральского университета
2019

УДК 621.165:621.175(075.8)

ББК 31.363.2-049я73

С56

Авторы: Ю. М. Бродов, К. Э. Аронсон, А. Ю. Рябчиков, М. А. Ниренштейн, Н. В. Желонкин, Д. В. Брезгин, И. Б. Мурманский, Н. Гомборагчаа

Рецензенты:

А. Г. Шемпелев, д-р техн. наук, проф. кафедры теплотехники и гидравлики Вятского государственного университета;

Т. Л. Шибаетов, канд. техн. наук, главный конструктор АО «Уральский турбинный завод»

Современная ситуация и тенденции в проектировании и эксплуатации конденсаторов мощных паровых турбин ТЭС и АЭС : учебное пособие / Ю. М. Бродов [и др.] ; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. Ю. М. Бродова. — Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2019. — 104 с.

ISBN 978-5-7996-2536-8

В учебном пособии представлен обзор и анализ современной ситуации в области проектирования, расчета и эксплуатации конденсаторов мощных паровых турбин. Рассмотрены схемы включения конденсаторов по охлаждающей воде, принятые в отечественной и зарубежной практике варианты компоновки конденсаторов относительно оси турбины, конструктивное оформление конденсаторов, организация трубного пучка, материалы и способы крепления трубок охлаждающей поверхности конденсаторов. Оцениваются существующие методы расчета конденсаторов и возможность использования для этой цели современных вычислительных средств и методов проектирования. Приведены основные проблемы, возникающие при эксплуатации конденсаторов в составе паротурбинной установки. Рассмотрены тенденции и перспективные разработки по применению воздушных конденсаторов для современных паровых турбин ТЭС и АЭС.

УДК 621.165:621.175(075.8)

ББК 31.363.2-049я73

ISBN 978-5-7996-2536-8

© Уральский федеральный университет, оформление, 2019

© Бродов Ю. М., Аронсон К. Э.,
Рябчиков А. Ю., Ниренштейн М. А.,
Желонкин Н. В., Брезгин Д. В.,
Мурманский И. Б., Гомборагчаа Н.,
2019

.....

Введение

Конденсационная установка является одной из важнейших технологических подсистем — она в большой степени определяет эффективность и надежность работы паровых турбин и паротурбинных установок (ПТУ) в целом. Конденсационная установка включает в себя собственно конденсатор, подсистемы циркуляционного водоснабжения, отвода конденсата, а также воздухоудаления. По данным [1], при изменении давления в конденсаторе на 1 кПа мощность ПТУ ТЭС изменяется примерно на 1 %, а для АЭС это изменение составляет 1,5–2 %. Выполненный авторами на основе эксергетического и энтропийного методов [2] термодинамический анализ эффективности функционирования конденсаторов современных паровых турбин показал, что собственные потери в конденсаторах зависят от температуры воды на входе и составляют от 28 до 40 % всех эксергетических потерь; при этом потери от теплообмена с паровой стороны выше, чем с водяной — от 25 до 45 % суммарных потерь [2]. Потери от гидравлического сопротивления конденсаторов с паровой и водяной сторон составляют 3–8 %.

Целью этого издания является анализ современного состояния и уровня развития конструкций, проектирования и эксплуатации конденсаторов мощных паровых турбин в России и за рубежом [3]. Авторы собрали информацию по основным аспектам, представляющим интерес для специалистов в области проектирования и эксплуатации конденсаторов.

Сегодня важную роль в проектировании играют современные информационные технологии, существенно ускоряющие

процесс и исключая возможные ошибки и коллизии. Расчет конденсаторов, как тепловой, так и прочностной, наряду с использованием традиционных методов, также предполагает использование новейших вычислительных технологий и новых физических моделей.

Анализ данных из практики различных компаний, изготавливающих конденсаторы, показал, что не существует беспроигрышного варианта при выборе конфигурации трубного пучка и продолжается поиск в области оптимизации компоновки с учетом тепловых, гидро- и аэродинамических характеристик трубного пучка, а также экономических, стоимостных и технологических показателей всей конденсационной установки.

Необходимость повышения надежности работы трубного пучка и конденсатора в целом способствует поиску новых материалов, устойчивых к коррозии и обладающих высокими прочностными характеристиками.

Проблема эффективного воздухоудаления также является весьма важной для обеспечения надежной и устойчивой работы конденсационной установки, хотя и в этой области имеются наработки, традиции, которые подвергаются пересмотру и изменению в процессе применения и расчета различных типов воздухоудаляющих устройств.

Эксплуатация конденсаторов предъявляет свои требования к надежности их работы, обусловленные качеством охлаждающей воды (загрязнение и очистка поверхности охлаждения), а также общей надежностью и минимизацией отказов в работе конденсационной установки. Одновременно при эксплуатации необходимо обеспечивать высокие показатели тепловой эффективности, в том числе и за счет интенсификации процессов теплообмена различными способами.

Для поддержания надежной и эффективной работы конденсационной установки необходимы отслеживание, накопление и анализ режимных показателей. Эти функции призвана выполнять система мониторинга и диагностики, которой в том

или ином объеме оснащается турбоустановка. К решению данной задачи прилагают усилия все производители турбоустановок в целом и конденсаторов в частности.

В условиях дефицита охлаждающей воды целесообразно применение конденсаторов с воздушным охлаждением. Применение воздушных конденсаторов позволяет отказаться от водозаборных и очистных сооружений, градирен и других систем водоснабжения. Расположение электростанций с воздушными конденсаторами не зависит от источника водоснабжения, что является огромным преимуществом. К недостаткам таких конденсаторов следует отнести громоздкие размеры, невозможность создать столь же глубокий вакуум, как водоохлаждаемые конденсаторы, и др. Воздушные конденсаторы — это весьма обширная тема, и она заслуживает отдельного анализа.

Учебное пособие предназначено прежде всего для студентов старших курсов направления «Энергетическое машиностроение», магистров и аспирантов, специалистов в области расчета, проектирования, изготовления, ремонта и эксплуатации паротурбинных установок, а также для производителей в системе курсов повышения квалификации, для которых это направление в энергетике и энергомашиностроении представляется важным и интересным.

.....

Проектирование и изготовление конденсаторов

По сложившейся в России практике, изготовление конденсаторов, как и их расчет и проектирование, производится на заводах, производящих турбины. Конденсаторы мощных конденсационных турбин производит ЛМЗ, конденсаторы теплофикационных турбин — Уральский турбинный завод, конденсаторы приводных турбин и турбин малой мощности изготавливает Калужский турбинный завод. За рубежом несколько крупных энергомашиностроительных компаний, например ABB, Westinghouse или General Electric, также производят и турбины, и конденсаторы к ним. Однако наряду с этими компаниями существует большое количество специализированных высокотехнологичных производств, изготавливающих только теплообменное оборудование различных типов, в том числе и поверхностные конденсаторы паровых турбин. К числу подобных фирм относятся американские компании Ambassador Heat Transfer, SPX Heat Transfer, Thermal Engineering International — TEi (подразделение компании Babcock Power), немецкая фирма Balcke Dürr GmbH и другие компании, выпускающие конденсаторы турбин мощностью от 50 до 1400 МВт с поверхностью теплообмена до 45000 м².

Интегрированное производство конденсаторов на турбинном заводе дает возможность более тесного и постоянного вза-

и взаимодействия проектировщиков конденсатора с разработчиками и изготовителями турбины. Специализированное производство конденсаторов, однако, позволяет более динамично совершенствовать технологические процессы и оборудование, повышать уровень специализации и унификации в производстве конденсаторов, что в конечном счете позволяет удешевить изготовление, улучшить качество, а также повысить эффективность эксплуатации этих аппаратов.

В настоящее время как в России, так и за рубежом совершенствование проектирования конденсаторов ведется по следующим направлениям:

- Повышение интенсивности процессов тепло- и массообмена.
- Оптимизация разбивки и формы трубного пучка.
- Увеличение эффективной поверхности теплообмена.
- Снижение максимальных скоростей пара.
- Равномерное распределение пара по трубному пучку.
- Снижение парового сопротивления.
- Оптимизация подогрева и деаэрации конденсата.
- Эффективное воздухоудаление.
- Обоснованный выбор материалов элементов конструкции конденсатора.
- Снижение переохлаждения конденсата.

Современные технологии в производстве конденсаторов должны обеспечивать надежную герметизацию водяного пространства, предотвращение опасной вибрации трубок, безопасность тепловых расширений элементов конструкции, свободный проход пара в пучок, обоснованный выбор материалов для трубок и трубных досок, защиту от превышения напряжений в трубках и трубной доске. Конденсатор должен обладать приемлемыми массогабаритными характеристиками и трудоемкостью ремонта, высокой технологичностью изготовления, сборки, транспортировки и монтажа, а также высокой надежностью в эксплуатации на различных режимах работы паротурбинной

установки. Следует отметить, что некоторые перечисленные требования к конструкции конденсатора противоречат друг другу, что вынуждает разработчиков искать компромиссные решения.

В процессе проектирования и изготовления конденсатора закладываются технические решения, которые будут определять надежность его конструкции и безопасность эксплуатации в дальнейшем. Выбор материалов элементов конструкции аппарата, запасы прочности деталей и всей конструкции в целом, удобство сборки и разборки, механическая и тепловая напряженность конструктивных элементов, резервирование важнейших или наименее надежных элементов и другие факторы, влияющие на надежность и безопасность, определяются на стадии проектирования конденсатора [4]. На стадии изготовления безопасность продукции определяется принятой технологией производства, соблюдением технологических допусков, качеством обработки элементов конструкции, качеством используемых материалов, тщательностью сборки и регулировки [4].

Современные методы автоматизированного проектирования основываются на методах трехмерного моделирования. Для создания объемной модели изделия конструкторы, как правило, пользуются одним из следующих методов [2]:

- твердотельного моделирования;
- ассоциативного конструирования;
- поверхностного моделирования.

Метод твердотельного параметрического проектирования применяется при создании большинства элементов теплообменного оборудования. В твердотельном моделировании реализованы два режима создания объектов — режим свободной параметризации и режим принудительной параметризации [2]. Параметрическое проектирование предполагает описание арифметическими выражениями или отношениями совокупности связанных друг с другом геометрических элементов конструкции. Параметрические модели отличаются тем, что варьирование численных значений заложенных в них параметров

влияет на геометрическую конфигурацию деталей или их отдельных элементов.

Принудительная параметризация может активно применяться в тех деталях и сборках, в которых не предполагается значительных изменений. Такой подход позволяет получить несколько твердотельных однотипных моделей детали, отличающихся размерами или типом исполнения [2].

Преимуществами такой параметризации являются:

- возможность создавать и сохранять большое количество образцов модели, которые тем не менее будут находиться внутри одной «управляющей» модели;
- значительная экономия сил и времени при создании массивов стандартных деталей;
- создание таблиц семейств, которые могут быть включены в каталоги и спецификации деталей и чертежей.

Свободная параметризация позволяет быстро и оперативно вносить изменения в модель, активизируя необходимые параметры элементов конструкции. Конструктору предоставляется возможность в результате оперативного редактирования просмотреть различные варианты и вернуться к первоначальному. На любом этапе модель может быть модифицирована, проанализирована и выбран окончательный вариант. Такой подход может использоваться в работе как с отдельной деталью, так и со сборкой.

Метод ассоциативного конструирования представляет собой способ проектирования, при котором параметрические связи между проектируемыми деталями устанавливаются не в форме арифметических выражений или отношений, а в форме установления ассоциативных связей между деталями. В проектировании теплообменных аппаратов метод ассоциативного конструирования может наиболее эффективно применяться при конструировании корпусов аппаратов.

На первом этапе проектируется твердотельная модель трубного пучка теплообменника, а затем, с использованием ассоци-

ативного конструирования, создается модель корпуса. Существующие технологии дают возможность создания на основе конструкторской модели серии ассоциативно связанных технологических моделей. Создаваемая таким образом твердотельная модель корпуса аппарата будет в большей степени соответствовать окончательному виду изделия и иметь обоснованные припуски на дальнейшую механическую обработку [2].

Поверхностное моделирование с достаточной степенью функциональной полноты реализовано только в системах сквозного проектирования и производства верхнего уровня. Поверхностное моделирование при проектировании теплообменных аппаратов наиболее целесообразно применять для создания объектов сложной формы, в частности проточной части пароструйных и водоструйных эжекторов. Это позволяет создавать программы для обработки проточной части эжекторов на станках с ЧПУ, а их изготовление с использованием поверхностных моделей выполнять на фрезерных станках с 3-и 5- координатным управлением.

.....

Расчет конденсаторов

Т*епловой расчет конденсаторов.* Известен достаточно большой ряд эмпирических зависимостей, часть из которых используется на отечественных заводах — изготовителях турбин. Проведенный авторами [1, 2] обзор десяти отечественных и зарубежных методик расчета коэффициента теплопередачи в конденсаторах паровых турбин, а также сопоставление полученных по ним значений с опытными данными для конденсаторов турбин мощностью 100–800 МВт показали, что для инженерных расчетов с достаточной для практических целей точностью могут быть рекомендованы методики ВТИ, Института теплообмена США [4], КТЗ и методика, разработанная в УГТУ—УПИ (ныне УрФУ). Некоторые из рассмотренных методик (ВТИ, «Метрополитен-Виккерс» и др.) базируются на режимных характеристиках и позволяют непосредственно рассчитать средний для всей поверхности коэффициент теплопередачи в конденсаторе. Другая группа методик (КТЗ, УрФУ) основана на отдельном определении коэффициентов теплоотдачи с паровой и водяной стороны конденсатора и позволяет учесть влияние загрязнения, содержания воздуха в паре, эффект интенсификации теплообмена и другие факторы, как конструктивные, так и режимные. На рис. 1 представлены результаты расчета коэффициентов теплопередачи ряда конденсаторов паровых турбин по упомянутым методикам в сравнении с опытными данными. Как видно, согласование опытных и расчетных данных удовлетворительное.

Выбор той или иной методики для расчета характеристик конденсатора определяется предпочтениями и сложившейся

практикой завода-изготовителя. Зарубежные изготовители конденсаторов, и европейские и американские, широко используют методику расчета Института теплообмена США [5], иногда внося в нее некоторые поправки. Например, АБВ дополнительно учитывает фактор компактности трубного пучка, который представляет собой отношение количества периферийных трубок модуля к полному количеству трубок [6]. Стандарт [5] дает рекомендации и зависимости для теплового и гидродинамического расчета, при этом ограничивая минимальную скорость воды в трубках величиной 0,9 м/с и минимальный недогрев 5 °F (2,8 °C). При этом стандарт не ограничивает использование других методов расчета не только тепловых, но и прочностных характеристик, если имеются соответствующие лицензии на их применение или достоверность этих методов подтверждена практическим опытом.

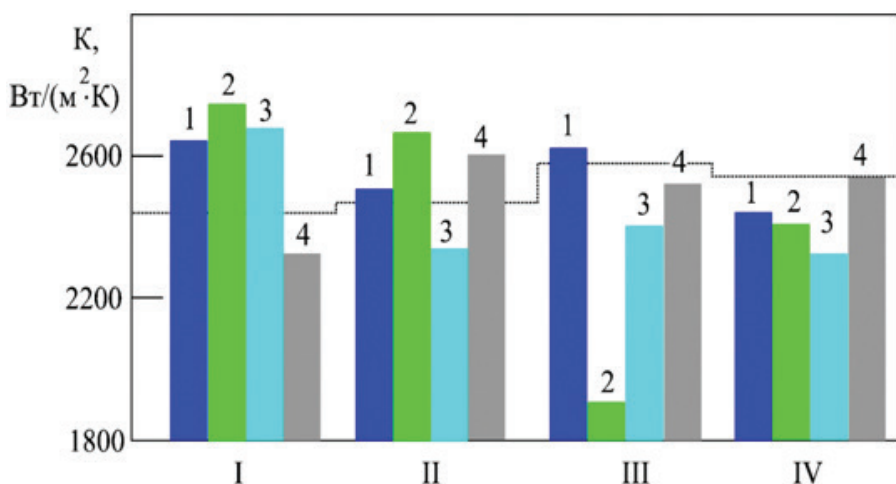


Рис. 1. Сопоставление опытных и расчетных значений коэффициента теплопередачи в конденсаторах на номинальном режиме работы

$$(G_K = G_K^{\text{ном}}; G_B = G_B^{\text{ном}}; t_{1B} = 12 \text{ } ^\circ\text{C}) [2]:$$

1 — методика ВТИ ($a = 0,8$); 2 — методика ИТО США [$\beta_3 = 0,6$];

3 — методика КТЗ (содержание воздуха взято по максимально допустимому

ПТЭ); 4 — методика УрФУ; конденсаторы турбин: I — К-200-130,

II — К-500-240, III — К-800-240, IV — Т-110/120-130; ———— — опытные значения

Существующие методики теплового и гидродинамического расчета конденсаторов вполне удовлетворительны для целей эскизного проектирования и эксплуатационного контроля. Однако для глубокого исследования физических процессов, происходящих в конденсаторе, используются методы численного моделирования в составе современных вычислительных программных пакетов и средств.

Например, в работе [7] приводится расчетная модель конденсатора, которая учитывает влияние присосов воздуха и эффективности работы воздухоудаляющего устройства (пароструйного эжектора) на показатели работы конденсатора. Внутреннее пространство конденсатора рассматривается как пористая среда. В расчете применен квазитрехмерный подход к решению уравнений сохранения энергии и количества движения для влажнопарового стационарного потока с учетом массового содержания воздуха. Влажный пар рассматривается как насыщенный с температурой насыщения, соответствующей его парциальному давлению, в гомогенной смеси с соответствующим количеством влаги, также имеющей температуру, равную температуре насыщения. Уравнения решены с помощью двумерной сетки, перпендикулярной направлению потока паровоздушной смеси. Расчет производился на примере конденсатора турбины мощностью 750 МВт для 100 % нагрузки при переменных значениях некоторых режимных параметров.

Гидравлический расчет конденсаторов. Зависимость для гидравлического сопротивления конденсаторов является составной частью нормативной характеристики конденсационной установки, и по величине этого сопротивления в условиях эксплуатации судят о расходе охлаждающей воды и общем загрязнении конденсатора. Как показал анализ опытных данных, величина гидравлического сопротивления современных конденсаторов паровых турбин (отечественных и зарубежных) мощностью 100–800 МВт составляет 35–45 кПа и с достаточной для практических целей точностью может рассчитываться по приближенной формуле А. М. Казанского, уточненной

Л.Д. Берманом [1], которая вполне совпадает с аналогичной зависимостью, приведенной в [5].

Расчет на прочность всех основных элементов конструкций конденсаторов паровых турбин в России производится в соответствии с нормативными документами, регламентирующими эти расчеты: ГОСТами (прежде всего Р 52857–2007 «Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность»), руководящими техническими указаниями и т. д. Стандарт [5] также приводит схемы нагрузок, формулы и номограммы для расчета усилий от действия трубопроводов обвязки, толщин стенок корпуса, трубной доски, фланцев и других элементов конструкции конденсатора. Например, расчет толщины трубной доски в стандарте [5] производится для фрагмента трубной доски, представляющего из себя полосу с характерным паттерном разбивки, для которой трубки являются упругим основанием. На рис. 2 показаны схемы, иллюстрирующие этот метод расчета. Стандарт [5] допускает также проведение прочностного расчета другими методами, включая численные, если они сертифицированы и имеют соответствующие лицензии.

Допускаемые напряжения и коэффициенты запаса в [5] определяются в соответствии с документом-кодексом, аналогичным российскому госту, для сосудов, работающих под давлением, который издает Американское общество инженеров-механиков (Boiler and Pressure Vessel Code).

Прочностные расчеты, выполняемые по обычным методикам, в значительной степени базируются на упрощенных моделях с рядом допущений. Реальные конструкции в таких расчетах формализованы простыми по геометрической конфигурации расчетными схемами, отсутствует полный учет эксплуатационных и технологических нагрузок, сами нагрузки принимаются равномерно распределенными. Все это делает необходимым увеличение запасов прочности, что в свою очередь ведет к увеличению массы аппарата, трудоемкости его изготовления и к применению более дорогих материалов.

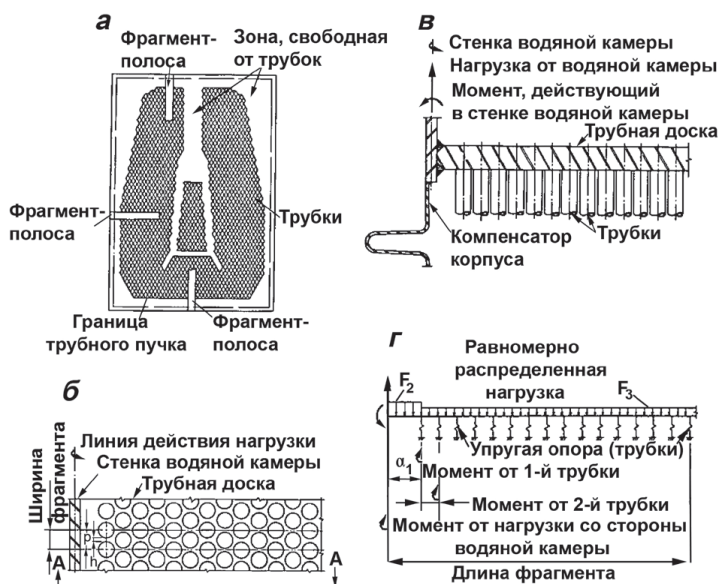


Рис. 2. Схемы для расчета напряжений и толщины трубной доски по методике [5]:

- a* — расположение расчетных фрагментов трубной доски; *б* — расчетный фрагмент трубной доски с треугольной разбивкой отверстий;
в — сечение А—А расчетного фрагмента трубной доски;
г — расчетная схема нагрузок фрагмента трубной доски

В настоящее время в связи с быстрым развитием информационных технологий и мощности вычислительных машин появляются возможности повышения точности производимых расчетов на прочность, а также ввода в расчет факторов, учет которых ранее был невозможен в связи со сложностью расчетных процедур. Развитие численных методов, прежде всего метода конечных элементов, позволяет проводить прочностные расчеты конденсаторов с учетом деформаций и напряжений, возникающих в трубных системах и других элементах конструкции. Результатами расчета являются прогибы и напряжения в элементах конструкции аппарата [8, 9]. Полученные расчетные данные о характере изменения напряженно-деформированного состояния элементов конструкции конденсатора могут быть использованы при проектировании новых конденсаторов ПТУ, а также при их модернизации.

Расчет методом конечных элементов при всей его трудоемкости, несомненно, является весьма перспективным и будет развиваться в направлении совершенствования расчетных моделей различных элементов конструкции теплообменных аппаратов и уточнения граничных условий с использованием результатов экспериментальных исследований.

Вибрация трубных систем конденсаторов приводит к нарушению герметичности соединения трубок с трубными досками, истиранию трубок в промежуточных перегородках, разрушению трубок вследствие их соударения в пролетах с большими длинами и обрыву трубок вблизи трубных досок аппаратов [1, 2]. Вибрационные расчеты трубных систем аппаратов за рубежом не регламентированы. В различных документах можно встретить рекомендации для расстановки промежуточных перегородок. Например, в табл. 1 приведены максимально допустимые по безопасным параметрам вибрации длины пролетов для прямых трубок из различных материалов, рекомендуемые стандартом [10].

Таблица 1

**Максимальные рекомендуемые длины пролетов
для конденсаторных трубок, дюйм (мм)**

Наружный диаметр трубок, дюйм (мм)	Цветные сплавы. Титан	Нержавеющие и угле- родистые стали
$\frac{5}{8}$ (16)	46 (1168)	52 (1321)
$\frac{3}{4}$ (19)	52 (1321)	60 (1524)
$\frac{7}{8}$ (22)	58 (1473)	67 (1702)
1 (25)	64 (1625)	74 (1880)

В РФ имеется документ [11], в котором приведена методика вибрационного расчета, позволяющая оценивать параметры вибрации трубок — амплитуды и частоты, а также напряжения, возникающие в опорах (промежуточных перегородках) и посередине пролетов трубок. По величине амплитуд и напряжений можно судить о надежности конструкции аппарата в части расстановки промежуточных перегородок и правильности выбора материала трубок.

.....

Схемы включения конденсаторов по охлаждающей воде

Схемы включения конденсаторов по охлаждающей воде зависят от местных условий и типа электростанции. Конденсаторы паровых турбин являются основными потребителями воды в системе технического водоснабжения ТЭС и АЭС. Доля расхода воды, идущей на охлаждение конденсаторов (для конденсационных блоков ТЭС), составляет 90–94 % от общего расхода воды на ТЭС; при этом расход воды для конденсаторов паровых турбин АЭС в 1,5–1,7 раза выше, чем для ТЭС. Капитальные затраты на систему технического водоснабжения достаточно велики и достигают 10–12 % от общей стоимости установленного 1 кВт мощности.

На рис. 3 показаны современные схемы включения конденсаторов по охлаждающей воде. Наиболее распространенной схемой подвода охлаждающей воды является схема с параллельным включением корпусов (a_1 , b_1). Подобным образом включены конденсаторы турбин мощностью до 300 МВт, а также турбин К-500-23.5 ЛМЗ и ХТЗ, К-500-6.4/3000, К-500-5.9/1500, К-750-6.4/3000 и К-1000-5.9/1500-2 ХТЗ [2]. В ПТУ большой единичной мощности (500, 800, 1000 и 1200 МВт) производства ЛМЗ и ХТЗ применены схемы с продольным расположением конденсаторов (рис. 1, b , $в$); в этих схемах возможно как параллельное (b_1), так и последовательное (b_2 , b_3) включение корпусов с параллельным (b_1 , b_3 , $в_2$) или встречным (b_2 , $в_1$) движением охлаж-

дающей воды. Необходимо отметить, что встречное движение воды обеспечивает более равномерное распределение паровой нагрузки между корпусами конденсаторов. Последовательное включение секций конденсаторов позволяет несколько снизить среднее давление в конденсаторе и повысить экономичность ПТУ [1, 2].

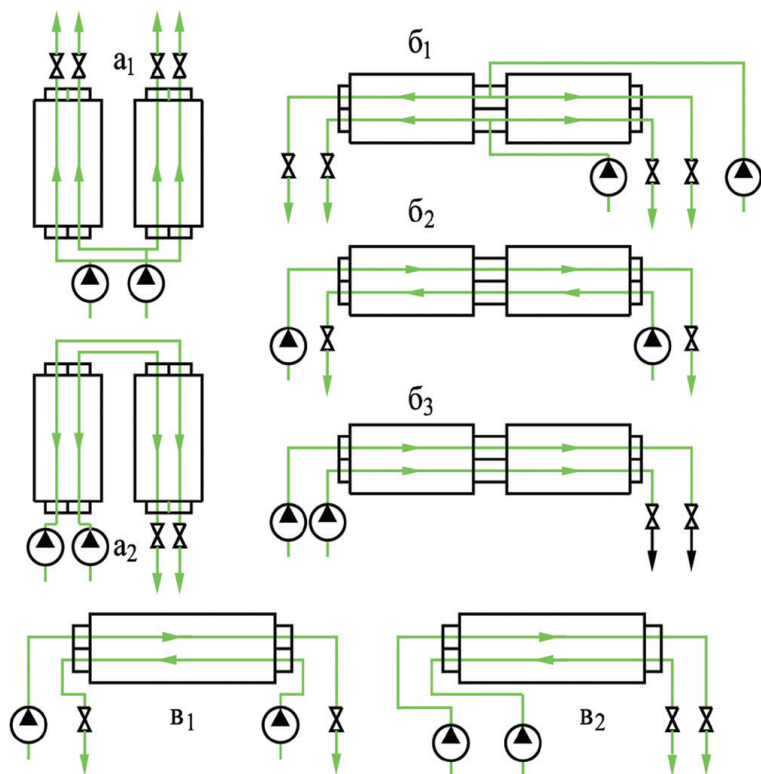


Рис. 3. Схемы включения конденсаторов по охлаждающей воде

В условиях дефицита охлаждающей воды, а также в связи с введением платы за использование водных ресурсов отдельные электростанции с проточной схемой водоснабжения, стремясь снизить расход охлаждающей воды, особенно в зимний период, переходят на схему с последовательным включением корпусов конденсаторов по воде, возвращаясь к параллельному подводу в летний период.

.....

Компоновка конденсатора

Традиционно отечественные и зарубежные конденсаторы выполняются подвальными, то есть устанавливаются непосредственно под ЦНД турбины. Боковыми бесподвальными выполнены только конденсаторы турбин К-500-60/1500 и К-1000-60/1500-1ХТЗ, работающие на двух АЭС Российской Федерации. По мнению разработчиков, такая схема позволяет решить задачу размещения большой поверхности охлаждения в корпусе конденсатора. Турбина К-500-60/1500 имеет один боковой конденсатор, а турбина К-1000-60/1500-1 — три последовательно соединенных по охлаждающей воде корпуса с каждой стороны турбины. В отличие от конденсаторов с подвальной компоновкой перегородки в водяных камерах, разделяющие два потока воды, у этих конденсаторов горизонтальные. Применение боковых конденсаторов хотя и несколько снижало надежность работы последних ступеней турбины из-за опасности заброса конденсата в пусковых и переходных режимах, позволило упростить конструкцию ЦНД и фундамента турбины. Однако в более поздней модификации турбины К-1000-60/1500-2 применены уже подвальные конденсаторы с поперечным расположением относительно оси турбины. За рубежом боковое расположение конденсаторов (а иногда и одностороннее боковое расположение) встречается, например, у семейства турбин D650/D600 производства General Electric. Разработчики этих турбин считают, что боковой выхлоп позволяет уменьшить высоту фундамента турбины и стоимость изготовления турбоустановки, а также потери давления в выхлопных патрубках.

В зависимости от мощности турбины, числа выхлопов пара и общей компоновки турбоагрегата применяют одно- и многокорпусные конденсаторы. Большинство отечественных конденсаторов выполняется двухходовыми по охлаждающей воде. Четырехходовая конструкция встречается у конденсаторов турбин малой мощности. Стандарт для поверхностных конденсаторов Американского института теплообмена [5], который является основным регламентирующим документом при проектировании и производстве конденсаторов в США и на который ориентируются и европейские производители, допускает одно-, двух-, трех- и четырехходовую конструкцию конденсатора. Ряд конденсаторов турбин мощностью 50–300 МВт имеют по два параллельно включенных по охлаждающей воде корпуса (двухпоточные конденсаторы) [1, 2]. Паровые пространства корпусов этих конденсаторов соединены перепускными трубками, что позволяет отключать по воде один из корпусов при работе турбины. В большинстве новых мощных турбоустановок применяется разделение конденсаторов многопоточных ЦНД на отсеки с различным давлением (секционирование по давлению). Секционирование конденсаторов позволяет повысить КПД турбоустановки из-за снижения среднего значения давления пара в конденсационной установке. При этом из-за различной начальной температуры охлаждающей воды, поступающей в отдельные секции, давление пара в них будет различным, что позволяет применять рабочие лопатки разной длины в соответствии с объемным расходом пара через последние ступени турбины [12]. Количество отсеков может соответствовать количеству выхлопов турбины. Американский стандарт [5] предусматривает возможность организации до четырех уровней давления в конденсаторе. Однако, по мнению авторов [12], увеличение числа секций свыше двух незначительно сказывается на приросте мощности турбины.

Многокорпусные конденсаторы современных мощных турбин часто выполняются одноходовыми по охлаждающей воде.

Турбины мощностью 500, 800, 1000 и 1200 МВт производства ЛМЗ оснащены одноходовыми конденсаторами с продольным (вдоль оси турбины) расположением корпусов. Эти конденсаторы состоят из одного или двух последовательно включенных по воде (через общую промежуточную камеру) двухпоточных корпусов либо из двух параллельных групп по два последовательно включенных однопоточных корпуса. Применение таких конденсаторов упрощает схему и облегчает размещение циркуляционных водоводов. По основным характеристикам отечественные конденсаторы вполне сопоставимы с зарубежными. В табл. 2 приводятся данные сравнения конденсаторов турбин производства General Electric и ЛМЗ одинаковой мощности [12, 13].

Таблица 2

Сравнительные характеристики конденсаторов турбин General Electric и ЛМЗ, по данным [12, 13]

Характеристика	Турбины производства General Electric			Турбины производства ЛМЗ	
	1000	1200	1700	1000	1200
Мощность турбин, МВт	1000	1200	1700	1000	1200
Секционирование	Нет	Да	Нет	Да	Да
Тепловая нагрузка конденсаторов, МВт	1820	2030	2750	1846	1330
Абсолютное давление, кПа	5,5	5,2/7,0	3,5	5,1	3,4
Расчетная температура воды на входе, °С	25	22	13	20	12
Расход охлаждающей воды, м ³ /с	63	40	60	48	30
Нагрев охлаждающей воды, °С	7	6/6	11	9,9	11,6
Число ходов воды	1	1	1	2	1
Кратность охлаждения	83,8	47,7/47,5	53,2	53,5	48,8
Поверхность теплообмена, м ²	76000	70000	115000	82000	60000
Удельная паровая нагрузка, кг/(м ² ·ч)	35,6	43,1/43,3	35,30	36,1	35,7

Окончание табл. 2

Характеристика	Турбины производства General Electric			Турбины производства ЛМЗ	
	Титан	Нерж. сталь	Титан	МНЖ5–1	МНЖ5–1
Материал трубок	Титан	Нерж. сталь	Титан	МНЖ5–1	МНЖ5–1
Длина трубок, м	16,5	15	15,5	12	12
Способ крепления трубок в трубной доске	Вальцевание со сваркой			Вальцевание с раскаткой	
Вес конденсатора без воды, т	2200	3450	5800	2050	1365
Вес конденсатора с водой, т	3600	4600	9700	—	—
Высота конденсатора, м	13,0	16,5	14,0	14,9	12,9

С внедрением установок бинарного цикла появились конденсаторы с необычным для отечественных конденсаторов аксиальным расположением относительно турбины. Первый такой конденсатор (рис. 4) был спроектирован компанией ABB Alstom Power для электростанции комбинированного типа Смитфилд в 50 км от Сиднея. Мощность электростанции составляла 180 МВт. На электростанции установлены три газовые и одна паровая турбина с аксиальным двухходовым конденсатором с поверхностью теплообмена 5458 м². Трубки конденсатора длиной 10,29 м изготовлены из нержавеющей стали и крепятся в трубной доске вальцеванием. Конденсатор обеспечивает давление 4,8 кПа при температуре охлаждающей воды 22 °С.

Компания General Electric, выпустившая серию турбин A650 с аксиальным конденсатором, считает, что такая компоновка конденсатора позволяет уменьшить высоту фундамента и снизить затраты на строительство установок. На Яйвинской ГРЭС и ряде других ТЭС России в составе утилизационной ПТУ, являющейся составной частью парогазовой установки, функционирует конденсатор [14] производства компании Siemens такой конструкции (рис. 5).



Рис. 4. Первый в мире конденсатор осевого расположения

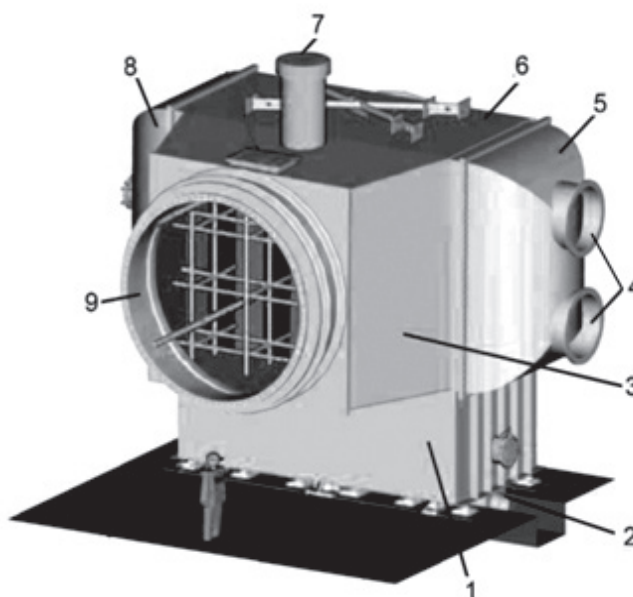


Рис. 5. Конденсатор Siemens в составе ПГУ Яйвинской ГРЭС:

1 — конденсатоотводчик; 2 — канал отвода конденсата; 3 — горловина конденсатора; 4 — вход/выход циркуляционной воды; 5 — передняя водяная камера; 6 — корпус конденсатора; 7 — патрубок предохранительной мембраны; 8 — задняя водяная камера; 9 — передний компенсатор

Аппарат выполнен осерадиальным; подвод пара к поверхности охлаждения осуществляется по оси турбины, что позволяет в несколько раз уменьшить потери с выходной скоростью. Однако при таком расположении усложняется конструкция и эксплуатация последнего подшипника паровой турбины. Кроме того, требуется особое техническое решение для компоновки генератора.

Корпус конденсатора (6) имеет коробчатую форму. Пар из последней ступени турбины поступает в осевой диффузор, который крепится к горловине конденсатора (3). Между ними установлен компенсатор (9). Теплообменная поверхность конденсатора содержит отдельные модули, каждый из которых представляет собой трубный пучок из двух лент конденсаторных трубок. Каждый модуль имеет свою зону отсоса воздуха и общую камеру, из которой паровоздушная смесь удаляется по двум трубопроводам. Под каждым модулем располагается лист, собирающий конденсат и предотвращающий его слив на нижележащие модули. Конденсат скапливается в нижней части корпуса конденсатора, из которого он отводится через канал (2), освобождаясь при этом от кислорода.

Выбор типа компоновки конденсатора требует соответствующей конструкции фундамента турбины и обязательного учета обвязки конденсатора соединительными трубопроводами. Расположение соединений на корпусе конденсатора имеет большое значение для эффективной работы конденсатора и предъявляет определенные требования к конструкции фундамента турбины. Во-первых, необходимо предусмотреть достаточное пространство проемов в фундаменте, чтобы на конденсаторе можно было правильно распределить соединения. Второе и более важное требование — обеспечить достаточную глубину фундамента, чтобы сам конденсатор имел необходимый объем не только для размещения водяных камер и трубного пучка, но и для обеспечения эффективного распределения и расширения потоков в пространствах конденсатора. В табл. 3 содержатся ре-

комендации по расположению присоединительных трубопроводов конденсатора, приведенные в стандарте [5].

Таблица 3

**Рекомендации по расположению присоединительных трубопроводов
для различных сбросов в конденсатор^a**

Месторасположение присоединения	Над трубным пучком или в переходном патрубке	Между верхними и нижними трубками пучка	Под трубным пучком, над уровнем конденсата
Низкотемпературные потоки, требующие деаэрации ^b	1 ^c	2	Не рекомендуется
Низкотемпературные потоки, не требующие деаэрации ^b	2	3	1
Добавка конденсата	1	2	Не рекомендуется
Рециркуляция конденсата	1 ^c	2	3
Выхлоп приводной турбины ПТН	1	3	2
Дренаж концевых уплотнений ^e	1	2	Не рекомендуется
Высокотемпературные паровые дренажи: высокие расходы низкие расходы ^e	1 1	2 2	1 ^d 1
Высокотемпературные водяные дренажи ^e	1	2	1
Сбросы пара	1	2	1 ^d
Продолжительные сбросы дренажей подогревателей питательной воды ^e	1	2	Не рекомендуется

Месторасположение присоединения	Над трубным пучком или в переходном патрубке	Между верхними и нижними трубками пучка	Под трубным пучком, над уровнем конденсата
Сбросы воды	1 ^с	2	Не рекомендуется
Сбросы из импульсных линий и приборов системы контроля	По необходимости	По необходимости	По необходимости
Различные другие дренажи ^е	Расположение определяется по вышеприведенным рекомендациям	Расположение определяется по вышеприведенным рекомендациям	Расположение определяется по вышеприведенным рекомендациям

Примечания:

a — 1 — предпочтительно, 2 — менее предпочтительно, 3 — еще менее предпочтительно.

b — низкотемпературными считаются потоки, максимальная температура которых превышает температуру насыщения не более чем на 37,8 °С.

c — располагать примерно в нижней трети выхлопного патрубка.

d — при выборе такого расположения следует исходить из наличия достаточного пространства, отсутствия возмущений уровня и уноса воды.

e — любые дренажи, требующие деаэрации, должны быть расположены выше центральной линии трубного пучка.

.....

Трубный пучок конденсатора

Наиболее сложным вопросом, который приходится решать при проектировании трубного пучка конденсаторов и от которого существенно зависит тепловая эффективность конденсатора, является выбор *компоновки* — рационального размещения трубной системы в корпусе конденсатора.

До настоящего времени конденсаторы проектировались и изготавливались с использованием различных типов компоновки: ленточной, модульной, радиальной и др. [1].

В большинстве конденсаторов отечественных и зарубежных турбин ранее, как правило, использовалась так называемая ленточная компоновка, когда поверхность теплообмена формируется в виде узкой изогнутой ленты, толщина которой определяет длину пути пара в каждом сечении (рис. 6). Такая компоновка требовала много места для организации пароподводящих и пароотводящих каналов, установки направляющих щитов и в конечном счете, по мнению авторов [12], не обеспечивала достаточной интенсивности теплообмена.

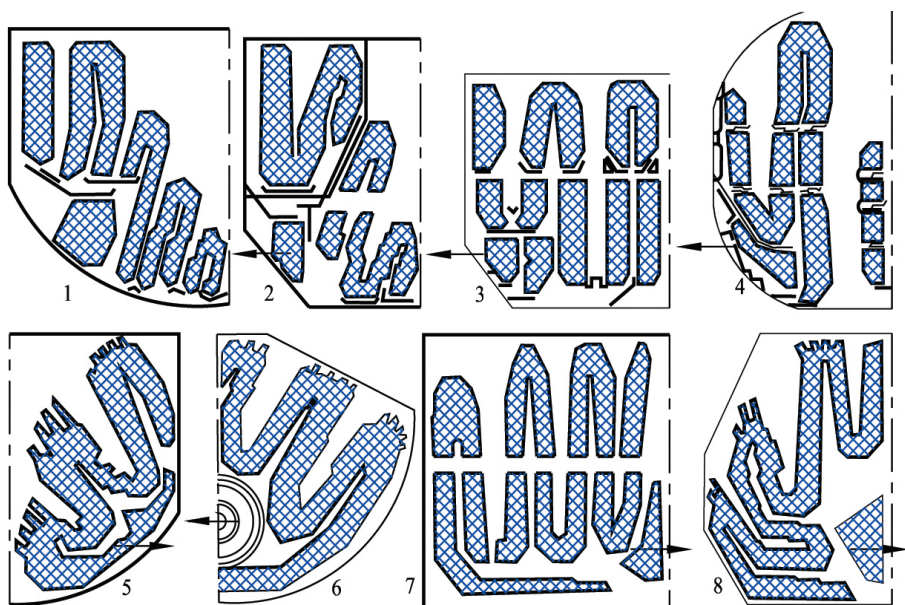


Рис. 6. Схемы ленточных компоновок
трубных пучков конденсаторов турбин [2]:

- 1-100-КЦС-4 (К-100-90-2 ЛМЗ); 2-200-КЦС-2 (К-200-130 ЛМЗ);
3-300-КЦС-1 (К-300-240 ЛМЗ); 4 — КГ2-6200-1 (Т-110/120-130 УТЗ);
5 — К-100-3685 (К-100-90 ХТЗ); 6 — К-150-9115 (К-160-130-2 ХТЗ);
7 — К-15240 (К-300-240 ХТЗ); 8 — К-11520 (К-500-240 ХТЗ).

Стрелкой обозначено место отсоса паровоздушной смеси

По мнению большинства специалистов, для конденсаторов паровых турбин большой единичной мощности (более 700 МВт) наиболее целесообразно применение так называемой модульной компоновки (рис. 7). При такой компоновке поверхность охлаждения конденсатора состоит из нескольких одинаковых трубных пучков-модулей, разделенных проходами для пара и имеющих воздухоохладительный пучок и индивидуальный отсос паровоздушной смеси. Применение такой компоновки позволяет реализовать необходимую поверхность теплообмена из набора однотипных модулей, а также спроектировать конденсатор в блочном исполнении, что существенно облегчает его транспортировку и монтаж.

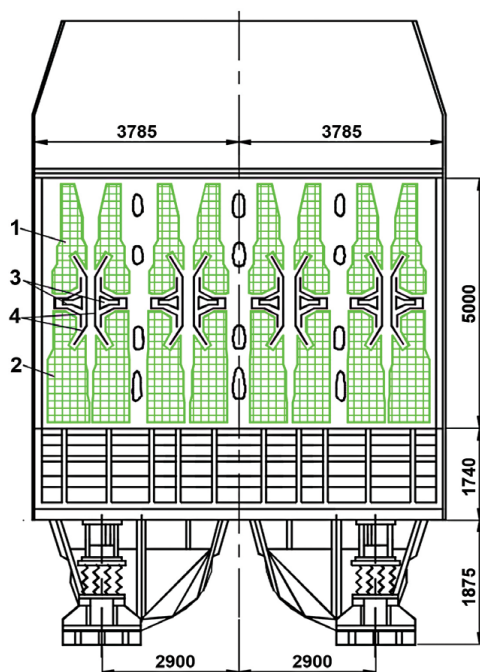


Рис. 7. Компоновка трубного пучка конденсатора турбины К-800-240 производства ЛМЗ [2]:

1, 2 — верхняя и нижняя части трубного пучка одного модуля; 3 — отсос паровоздушной смеси; 4 — щиты, препятствующие попаданию пара в отсос мимо охлаждающих трубок

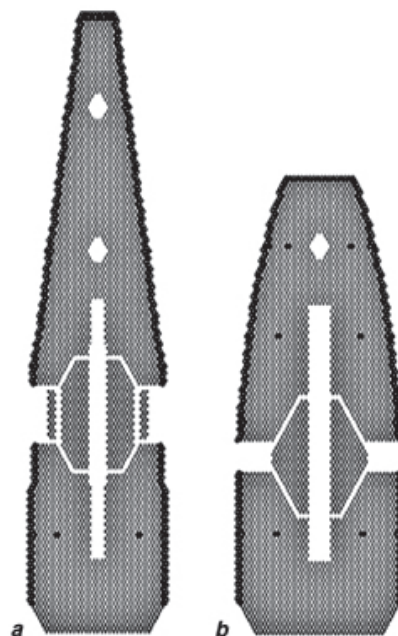


Рис. 8. Сравнение трубных модулей конденсатора АВВ с различной эффективностью

Большая часть современных зарубежных конденсаторов турбин большой мощности имеет модульную компоновку трубного пучка. Однако производители конденсаторов продолжают искать наиболее оптимальные варианты такой компоновки. На рис. 8 показаны два варианта модульной компоновки конденсатора конструкции АВВ [6]. Оба варианта модулей содержат одинаковое количество трубок, но поверхность периферийных трубок варианта *b* на 10–15 % меньше, чем у варианта *a*. При этом, несмотря на некоторое снижение тепловой эффек-

тивности, вариант *b* позволяет уменьшить высоту конденсатора на 20–25 % с соответствующим снижением металлоемкости и стоимости конденсатора. Уменьшение габаритов конденсатора позволяет снизить высоту фундамента турбины, что повышает его устойчивость. Это может улучшить вибрационные характеристики турбины с ротором большой длины.

Несмотря на широкое применение модульной компоновки в конструкциях современных зарубежных конденсаторов, отдельные производители имеют свой взгляд в этом вопросе. Например, General Electric [13] предпочитает свою компоновку трубного пучка, так называемую Daisy bundle (рис. 9). Как видно из рисунка, эта компоновка характеризуется весьма развитой периферией трубного пучка и центральным расположением воздухоохладителя.

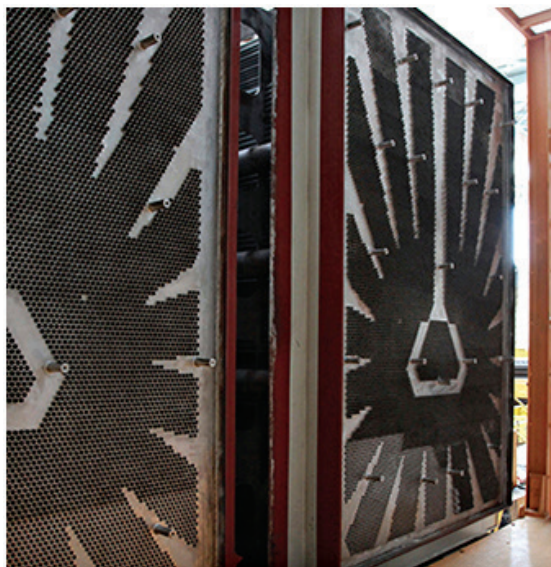


Рис. 9. Компоновка трубного пучка конденсатора производства General Electric

О применении компоновки, подобной показанной на рис. 9, сообщает также и отчет о модернизации конденсатора на фран-

цузской АЭС Flamanville [15]. Первоначально модернизируемый конденсатор имел модульную компоновку. Новая компоновка Radiant предполагает наличие центрального отсоса паровоздушной смеси. «Лучи» трубной ленты, образующие развитую периферию, расположены симметрично относительно вертикальной оси трубного пучка (рис. 10).

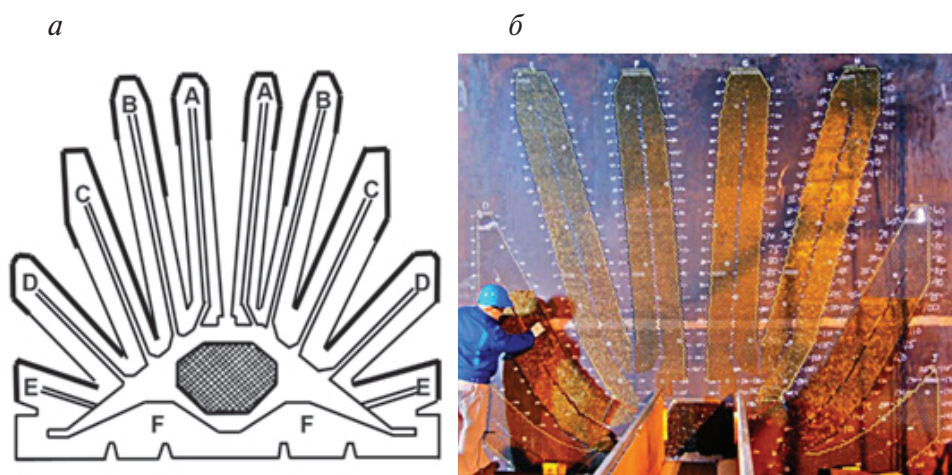


Рис. 10. Компоновка Radiant трубного пучка модернизированного конденсатора [15]:

a — форма трубного пучка; *б* — вид трубной доски

В результате изменения компоновки трубного пучка конденсатора для турбины мощностью 900 МВт удалось уменьшить переохлаждение конденсата, снизить аэродинамическое сопротивление, улучшить удаление неконденсирующихся газов и получить 12 МВт электрической мощности дополнительно [15].

Особенность компоновок конденсаторов теплофикационных турбин (например, турбины Т-250/300-240 УТЗ — рис. 11) состоит в том, что 15–20 % поверхности теплообмена выделено в так называемый встроенный пучок, расположенный в центре и необходимый для работы теплофикационной турбины по те-

пловому графику. Встроенный пучок имеет свои водяные камеры и индивидуальный отсос паровоздушной смеси. Через встроенный пучок может пропускаться циркуляционная, сетевая или подпиточная вода [1, 2].

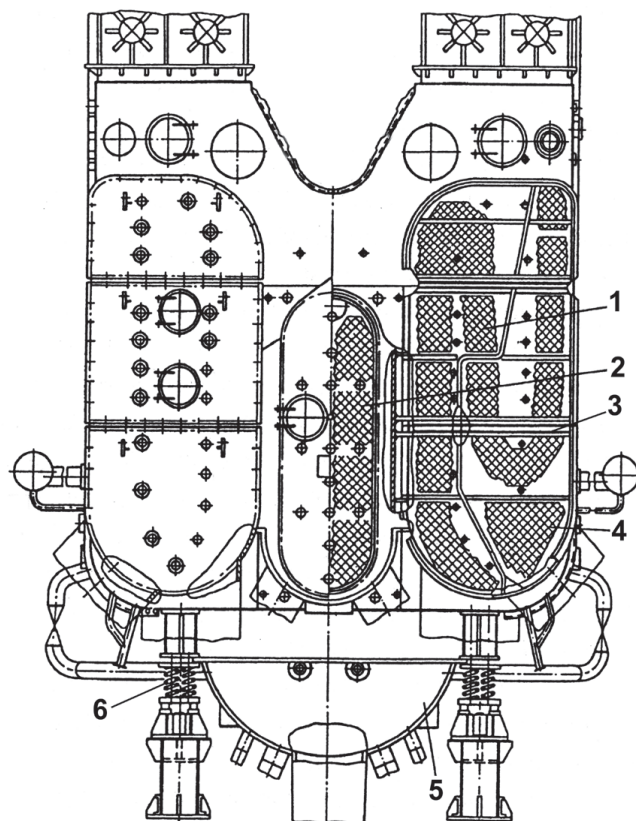


Рис. 11. Конденсатор К-14000 УТЗ [2]:

- 1 — основной трубный пучок; 2 — встроенный трубный пучок;
3 — перегородка водяной камеры, делящая ее на два хода;
4 — воздухоохладитель; 5 — конденсатосборник; 6 — пружинная опора

Трубки поверхности охлаждения являются одним из наиболее ответственных и повреждаемых элементов конденсатора. В мировой практике для конденсаторов турбин большой еди-

ничной мощности применяются как цельнотянутые бесшовные, так и сварные трубки с наружным диаметром от 19 до 30 мм и толщиной стенки 0,6–1,5 мм. В отечественных конденсаторах преобладают бесшовные трубки, которые, по нашему мнению, несмотря на дефекты изготовления, все же более надежны в эксплуатации, чем сварные трубки. В периферийных рядах трубных пучков со стороны входа пара иногда устанавливают трубки с толщиной стенки 1,5–2,0 мм, обладающие большим запасом прочности и износостойкости. Длина заготовок трубок, выпускаемых различными заводами, достигает в настоящее время 27 м (в РФ — 18 м).

При выборе технологии крепления трубок в трубных досках конденсаторов, как правило, используют два типа соединений:

- вальцевание трубок в трубных досках;
- сварка трубок с трубными досками с последующим вальцеванием.

В большинстве отечественных и зарубежных конденсаторов паровых турбин большой мощности применяется вальцевание трубок в трубных досках со степенью развальцовки 1,0–1,5 % [2]. В отдельных случаях при изготовлении конденсаторов для специальных турбоустановок применяют комбинированное соединение — совместное использование вальцевания и сварки, что приводит к существенному увеличению трудоемкости, стоимости и времени изготовления аппарата.

В настоящее время широко применяется способ, повышающий надежность вальцованного соединения трубок с трубными досками и основанный на применении кольцевых рельефов [2, 12, 16], сформированных в металле трубной доски (рис. 12). При радиальном деформировании трубки, установленной в отверстие трубной доски, кольцевой рельеф упругопластически внедряется в материал трубки, что приводит к локальному повышению контактного давления и, как следствие, к повышению герметичности и прочности соединения. Этот способ достаточно прост и легко реализуется в рамках отработанной техноло-

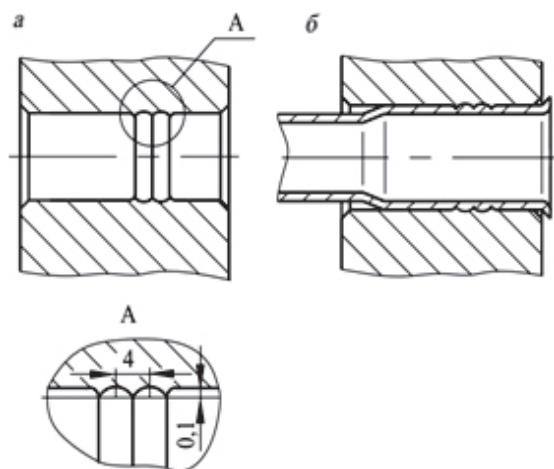


Рис. 12. Способ крепления трубок в трубных досках [2]:

a — отверстие с кольцевыми рельефами в трубной доске; *б* — развальцовка трубки в отверстии с кольцевыми рельефами

гии как при изготовлении новых аппаратов на заводах, так и при ремонтах с заменой трубок на ТЭС и АЭС.

Кольцевые рельефы формируют методом ротационного выкатывания с помощью специального инструмента — шарикового раскатника [16]. Положительный и достаточно длительный (более 25 лет) опыт применения данного способа крепления трубок в трубных досках различных теплооб-

менных аппаратов ПТУ [1, 12] позволяет рекомендовать его для использования в конденсаторах паровых турбин. Однако для конденсаторов АЭС используется вальцевание со сваркой.

.....

Материалы элементов конструкции конденсатора

При выборе материала трубок конденсаторов руководствуются различными, как правило конкретными для объекта реализации, факторами. В работе [1] представлена универсальная методика, позволяющая обоснованно выбрать материал трубок для конденсаторов с учетом факторов влияния на различных этапах их жизненного цикла. Методика включает в себя совокупность основных технологических, эксплуатационных и стоимостных факторов, влияющих на выбор материала трубок, а также определяющих конечную эффективность и целесообразность применения конкретных материалов как для вновь проектируемых конденсаторов, так и при рассмотрении варианта замены их трубных систем в условиях эксплуатации.

Для конденсаторов, работающих на пресной воде, часто применяются трубки из сплавов на основе меди. Стандарт [5] предусматривает использование латуней, алюминиевой бронзы и медно-никелевых сплавов. Выполненный авторами [1] анализ по большому ряду конденсаторов применительно к различным условиям эксплуатации показал, что материалы трубок из различных медных сплавов располагаются по мере снижения их коррозионной стойкости в следующем порядке (марки указаны в обозначениях, принятых в РФ): МНЖМц 30-08-1 → МН15 → → Л96 → МН10 → МНЖ5-1 → ЛО70-1 → Л68, то есть латунь Л68 является наименее предпочтительным материалом.

В зарубежной практике применение трубок из медных сплавов ограничено экологическими и законодательными причинами, связанными с ограничениями на очистку воды и с биоцидным эффектом ионов меди, переходящих в циркуляционную воду. Компания Électricité de France, например, устанавливает следующие ограничения [15]:

- латунь используется только в случае необходимости;
- латунные трубки не устанавливаются в зоне воздухоохладителя;
- применяются только сварные латунные трубки (бесшовные латунные трубки имели большое количество металлургических дефектов, а также склонны к коррозионному растрескиванию под напряжением) [15].

Для предотвращения коррозии в поверхностях теплообмена конденсаторов часто применяются трубки из нержавеющей стали, хотя в некоторых случаях Институт теплообмена США [5] допускает использование трубок из углеродистых сталей, таких как A179 и A214 по стандарту ASTM. Химический состав и механические свойства этих сталей представлены ниже.

Марка стали	Химический состав, %			
	C	Mn	P	S
A179	0,06–0,18	0,27–0,63	≤ 0,035	≤ 0,035
A214	0,18	0,27–0,63	≤ 0,035	≤ 0,035
Механические свойства				
Предел прочности на растяжение, МПа	Предел текучести, МПа	Относительное удлинение, %	Твердость HRB	
325	180	≥ 35	72	

Из нержавеющей сталей наиболее распространены аустенитные стали — хромоникелевые и хромоникелемолибденовые

(UNS S30400, UNS S31600, UNS S31700 и др. по универсальной классификации). Хорошо зарекомендовали себя в отношении коррозионной стойкости и механических характеристик стали типа Duplex (Duplex 2205). Это хромоникелемолибденовые стали аустенитно-ферритного класса, в которых ферритная и аустенитная фазы содержатся примерно в соотношении 40 и 60 % соответственно. В табл. 4 показан химический состав нержавеющей сталей, применяемых для изготовления трубок конденсаторов. Duplex 2205 имеет более высокую ударную вязкость и коррозионную стойкость, чем латуни и нержавеющая сталь 316L (UNS S30400). При наборке пучка дуплексные трубки остаются прямыми из-за повышенной жесткости, и их не заклинивает в отверстиях промежуточных перегородок. В [15] указывается, что трубки из стали Duplex 2205 стали хорошей технико-экономической альтернативой как аустенитной стали 316L, так и титановым сплавам.

Таблица 4

**Химический состав нержавеющей сталей
для трубок конденсаторов по стандарту HEI [5]**

Марка стали	Химический состав, %							
	C	Mn	P	S	Si	Cr	Ni	Mo
A213	0,015	0,30–0,61	0,03	0,03	0,5	0,50–0,81 4,00–6,00 1,00–1,50 1,90–2,60	—	0,44–0,65 0,87–1,13
UNS S30400	0,08	2,0	0,045	0,030	1,0	18–20	8–11	—
UNS S31600	0,08	2,0	0,045	0,030	1,0	16–18	10–14	2–3
UNS S31700	0,08	2,0	0,045	0,030	1,0	18–20	11–15	3–4
UNS S43035	0,07	1,0	0,040	0,030	1,0	17–19	0,5	—
UNS S44660	0,03	1,0	0,040	0,030	1,0	25–28	1,5–3,5	3–4
UNS S44735	0,03	1,0	0,04	0,030	1,0	28–30	1,0	3,6–4,2
Duplex 2205	0,03	—	—	—	—	22,5	5,5	3,3

Для агрессивной пресной и морской воды применение в конденсаторах трубок из титана (титановых сплавов) рассматривается в настоящее время в мировой практике как весьма перспективное в отношении коррозионной стойкости. Кроме того, применение титановых сплавов позволяет уменьшить толщину стенки трубок до 0,60–0,70 мм и, следовательно, понизить металлоемкость всего конденсатора.

Иногда при модернизации конденсаторов [15] часть трубок пучка выполняется из медного сплава (за исключением трубок зоны воздухоохладителя), а другая часть трубок — из нержавеющей стали. При этом необходимо соблюдение следующего условия: доля поверхности теплообмена, выполненная из более электрохимически активного материала (в данном случае — нержавеющей стали), не должна превышать 20 % от величины полной поверхности теплообмена [1]. Необходимо предусматривать и другие меры для предотвращения гальванической коррозии — например, протекторную защиту.

Трубные доски конденсаторов обычно изготавливаются из сталей — углеродистых и легированных. Для предотвращения коррозии трубные доски из углеродистой стали плакируются высоколегированными сталями. В случаях, когда поверхность охлаждения конденсатора состоит из титановых трубок, стальные трубные доски плакируются титаном или нержавеющей сталью со стороны водяной камеры. Плакирование производится взрывом. Иногда для изготовления трубных досок используются цветные сплавы. Например, корпорация Siemens [16] установила на филиппинской электростанции «Санта-Рита» четыре конденсатора для турбин SST5–3000, работающих в составе ПГУ, с трубными досками из алюминиевой бронзы (материал трубок — титан). Данные о материале трубок, трубных досок, о способах их крепления и некоторых конструктивных характеристиках для конденсаторов различных иностранных производителей приводятся в табл. 5 [16]. При анализе данных, приведенных в табл. 5, обращает на себя внимание тот факт, что толщина стенки трубок везде меньше 1 мм.

Таблица 5
Характеристики конденсаторов иностранных производителей для различных электрических станций

Изготовитель конденсатора, электростанция	Год	Количество	Вес, т	Кол-во трубок	Наружный диаметр/толщина стенки, мм	Материал		Способ крепления трубок	
						Трубки	Трубная доска	Вальцевание	Сварка
Mitsubishi Hitachi Power Systems (Птолемаис, Греция), 600 МВт	2017	1	546	21916	28,58'0,5/0,7	Нерж. сталь	Нерж. сталь	+	+
Mitsubishi Hitachi Power Systems (Туров, Польша), 450 МВт	2016	1	535	15264	34,93'0,5/0,7	Титан	Углеродистая сталь, плакирована титаном	+	+
Balcke Dürr GmbH (Ополе, Польша)	2016	2	1065	41766	18'0,5	Нерж. сталь	Нерж. сталь, плакирована высоколегированной сталью	+	—
Siemens AG (Амагер, Дания)	2015	1	86	2686	23'0,7	Нерж. сталь	Углеродистая сталь	+	—
Siemens AG (Тайгер Гуацзы, Китай)	2015	1	71	5005	22,22'0,5	Нерж. сталь	Углеродистая сталь	+	—
Hitachi (Кошенице, Польша)	2015	1	1030	31220 1996	31,75'0,5 31,75'0,7	Титан Gr2	Углеродистая сталь, плакирована титаном Gr1	+	+
Siemens AG (Нантон, Китай)	2012	1	55	4287	22,22'0,5	Нерж. сталь	Углеродистая сталь	+	—
Siemens AG (Рига, Латвия)	2011	3	110 102 103	4523 4210 4931	25,4'0,7 25,4'0,7 25,4'0,5	Нерж. сталь	Углеродистая сталь, Углеродистая сталь Нерж. сталь	+	— + +

Продолжение табл. 5

Изготовитель конденсатора, электростанция	Год	Количество	Вес, т	Кол-во трубок	Наружный диаметр/толщина стенки, мм	Материал		Способ крепления трубок	
						Трубки	Трубная доска	Вальцевание	Сварка
Siemens AG (Ганновер, Германия)	2011	1	67	5874	16'0,7	Нерж. сталь	Хромомолибденовая сталь	+	—
Siemens AG (Саика, Испания)	2011	1	68	6528	19,05'0,5	Титан	Углеродистая сталь, плакирована титаном	+	—
ALSTOM Power (Лягжа, Польша)	2007	1	327	31922	24'0,7	Нерж. сталь	Нерж. сталь	+	—
Siemens AG (Камау-2, Вьетнам)	2006	1	378	7830	19'0,5	Титан	Углеродистая сталь, плакирована титаном	—	+
Siemens AG (Херлеке, Германия)	2006	1	360	22400	22,2'0,5	Нерж. сталь	Углеродистая сталь, плакирована нерж. сталью	+	+
Siemens AG (Хамм-Юнтроп, Германия)	2006	1	260	15000	21'0,5	Нерж. сталь	Углеродистая сталь, плакирована нерж. сталью	+	+
Siemens AG (Сумгаит, Азербайджан)	2006	1	155	1020	25,4'0,5	Титан	Углеродистая сталь, плакирована титаном	+	+
Siemens AG (Сагунто, Испания)	2005	1	245	15000	21'0,5	Титан	Углеродистая сталь, плакирована титаном	+	+

Окончание табл. 5

Изготовитель конденсатора, электростанция	Год	Количество	Вес, т	Кол-во трубок	Наружный диаметр/толщина стенки, мм	Материал		Способ крепления	
						Трубки	Трубная доска	Вальцевание	Сварка
Siemens AG (Термоли, Италия)	2004	1	360	16170	28,4'0,5	Нерж. сталь	Углеродистая сталь, плакирована нерж. сталью	+	+
Siemens AG (Кельн-Ниль, Германия)	2003	1	295	15065	24'0,5	Нерж. сталь	Углеродистая сталь	+	—
ALSTOM Power (Ту-ров, Польша)	2003	1	242	15600	24'0,7	Нерж. сталь	Углеродистая сталь, плакирована нерж. сталью	+	—
Siemens AG (Хамборн, Германия)	2001	1	232	13582	25,4'0,4	Нерж. сталь	Углеродистая сталь, плакирована нерж. сталью	+	—
Siemens AG (Донауштадт, Австрия)	2000	1	212	11296	24'0,4	Нерж. сталь	Нерж. сталь	+	—
Siemens AG (Майнц, Германия)	1999	1	282	15058	24'0,5	Нерж. сталь	Углеродистая сталь	+	—
Siemens AG (Пулбег, Ирландия)	1998	1	294	28680	21'0,7	Титан	Углеродистая сталь, плакирована титаном	+	—
Siemens AG (Сант-Рита, Филиппины)	1998	4	225	12920	21'0,7	Титан	Алюминиевая бронза	+	—
Siemens AG (Отаё, Новая Зеландия)	1998	1	232	21150	19'0,5	Титан	Алюминиевая бронза	+	—

Для защиты от коррозии на трубные доски наносятся также различные эпоксидные покрытия толщиной 3–5 мм, иногда захватывающие входные и выходные участки трубок. Эти покрытия защищают концы трубок от кавитации, они устойчивы и к абразивным материалам, содержащимся в воде. Покрытие также электрически изолирует трубную доску, в некоторых случаях заменяя катодную защиту. Наиболее часто применяются такие полимерные покрытия, как Plastocor и Phencote. Эти же покрытия применяются также и для водяных камер конденсаторов.

В конечном итоге выбор материала для каждого элемента конструкции конденсатора конкретной ПТУ осуществляется на основе технико-экономического анализа. В последние годы определяющими при выполнении такого анализа стали технологические факторы и стоимостные показатели трубок из различных материалов. В работах [1, 2] представлена универсальная методика, позволяющая обоснованно выбрать материал трубок для конденсаторов с учетом факторов влияния на различных этапах их жизненного цикла. На рис. 13 представлена блок-схема этой методики. Она включает в себя совокупность основных факторов, влияющих на выбор



Рис. 13. Блок-схема обоснования выбора материала трубок систем конденсаторов турбоустановок [1]

материала трубок, а также определяющих эффективность и целесообразность применения конкретных материалов как для вновь проектируемых конденсаторов, так и при рассмотрении варианта замены их трубных систем в условиях эксплуатации.

Система воздухоудаления

Для надежной работы конденсатора большое значение имеет эффективное воздухоудаление.

Присосы воздуха, вызывающие повышение общего давления в конденсаторе и ухудшающие его работу, могут происходить через фланец горизонтального разъема ЦНД, фланцевые соединения воздушных линий, компенсатор сальникового типа между турбиной и конденсатором (телескопическое соединение), концевые лабиринты ЦНД, выхлопной атмосферный клапан, подогреватель низкого давления, а также через сальники клапанов, арматуры и других присоединений, работающих под вакуумом (рис. 14). Воздух попадает также с паром из турбины, хотя количество воздуха, проникающего таким образом, незначительно.

Проникновение воздуха в вакуумную систему турбины ухудшает функционирование конденсатора, вызывая целый ряд нежелательных явлений. Прежде всего, воздух существенно ухудшает коэффициент теплопередачи в конденсаторе, внося дополнительное

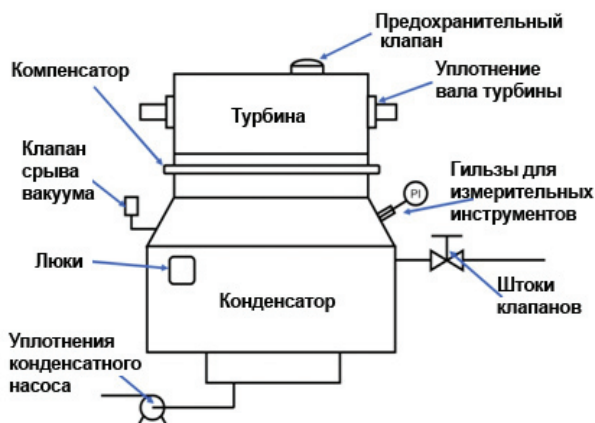


Рис. 14. Основные источники попадания воздуха в конденсатор

термическое сопротивление. Скапливаясь в застойных зонах, воздух выключает из теплообмена часть поверхности теплообмена конденсатора. Еще одним источником тепловых потерь в турбинной установке вследствие подсоса воздуха в вакуумную часть является переохлаждение конденсата, что приводит также к повышению концентрации кислорода в конденсате.

В отечественных турбоустановках в качестве воздухоудаляющих устройств применяются многоступенчатые пароструйные и водоструйные эжекторы [1, 2]. Пароструйные эжекторы выполняются со встроенными или выносными промежуточными охладителями и устанавливаются заводами-изготовителями на турбинах мощностью до 500 МВт. Турбины большой мощности ЛМЗ, от 300 до 1200 МВт, оснащаются водоструйными эжекторами. Расходы рабочего пара на эжекторы составляют 0,1–0,3 % от расхода пара на турбину. Водоструйные эжекторы позволяют поддерживать более глубокий вакуум в конденсаторе турбины при небольших (до нормативных значений) присосах воздуха, однако требуют дополнительных затрат электроэнергии на собственные нужды. Расход воды на водоструйные эжекторы составляет от 5 до 7 % расхода циркуляционной воды на конденсатор турбины [18].

Принцип действия пароструйного и водоструйного эжекторов одинаков. Рабочее тело (пар или вода) под давлением подается в приемную камеру, откуда через суживающееся сопло (или несколько сопел) с большой скоростью направляется в камеру смешения, соединенную с паровым пространством конденсатора. Струя рабочего тела, обладая большой кинетической энергией, увлекает за собой паровоздушную смесь из камеры смешения через проточную часть, состоящую из суживающейся (конфузорной) и цилиндрической частей канала, а также диффузора, в котором происходит повышение его давления выше барометрического.

Характеристику *водоструйного эжектора* представляют в виде зависимости давления всасывания p_n от расхода эжек-

тируемого сухого воздуха, чистого или находящегося в смеси с паром, при конкретных значениях давления рабочей воды p_p и ее температуры t_p (рис. 15). С ростом расхода воздуха давление всасывания увеличивается, а при $D_{\text{возд}} = 0$ давление всасывания близко к давлению насыщенного пара при температуре рабочей воды.

При отсасывании сухого воздуха водоструйные эжекторы имеют практически линейную характеристику во всем рабочем диапазоне давлений всасывания. С увеличением давления рабочей воды давление всасывания уменьшается, и характеристика имеет меньший наклон. При этом увеличиваются объемная производительность эжектора и объемный расход рабочей воды.

Характеристика *пароструйного эжектора* обычно представляется в форме зависимости давления всасывания p_n перед ступенью

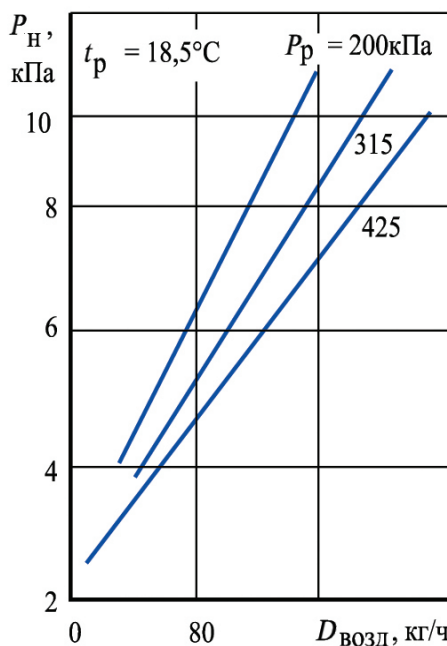


Рис. 15. Характеристики водоструйного эжектора ЭВ-4-1400 при отсасывании сухого воздуха

эжектора от расхода сухого воздуха $D_{\text{возд}}$. Аналогичный характер имеют характеристики эжектора при отсасывании паровоздушной смеси определенной температуры. Характеристика пароструйного эжектора при отсасывании им сухого воздуха или паровоздушной смеси определенной температуры состоит из двух различных участков (рис. 16). На первом участке, отвечающем изменению расхода воздуха от нуля до некоторого значения $D_{\text{возд}}^*$ и называемом рабочим участком (участок ab , рис. 16),

характеристики сравнительно пологие, на втором участке, отвечающем $D_{\text{возд}} > D_{\text{возд}}^*$ и называемом перегрузочным (участок bc), они значительно более крутые. Два участка характеристики эжектора соответствуют двум различным режимам работы первой ступени: предельному (рабочий участок) и допредельному (перегрузочный участок).

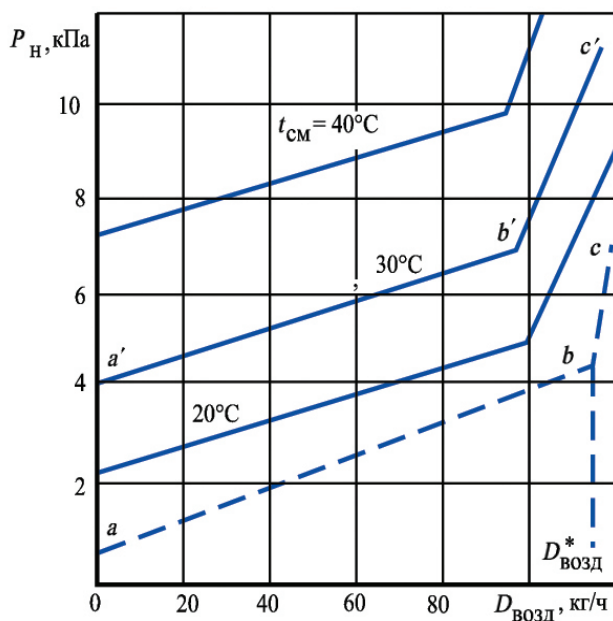


Рис. 16. Характеристики пароструйного эжектора ЭП-3-75:

————— — паровоздушная смесь, — — — — сухой воздух

Предельный режим работы наступает, когда скорость инжектируемого или смешанного потока достигает критического значения и производительность эжектора становится максимальной для заданных параметров рабочего и отсасываемого потоков, не зависящей от величины противодавления в определенном диапазоне его изменения. Переход от предельного к допредельному режиму зависит от того, является ли действитель-

ное противодействие первой ступени бóльшим или меньшим, чем ее предельное противодействие.

Рабочие процессы в конденсаторе и эжекторе взаимосвязаны. Так, например, изменение давления всасывания эжектора приводит к изменению давления пара в конденсаторе, соответственно изменятся температура насыщения пара и условия теплообмена в конденсаторе. Изменение давления пара вызовет изменение удельного объема пара и, соответственно, скоростей потока, а следовательно, и парового сопротивления конденсатора, что также окажет влияние на давление всасывания. Изменение количества засасываемого в конденсатор воздуха согласно характеристике эжектора влияет на давление всасывания и, как следствие, давление в конденсаторе. При этом влияние на работу конденсатора зависит не только от величины присосов, но и от технической характеристики эжектора — его объемной производительности, которая определяет угол наклона рабочей характеристики. Изменение температуры или расхода охлаждающей воды, загрязнение трубок конденсатора вызывают изменение температуры отсасываемой смеси, а следовательно, и парциального давления пара в ней, что определяет изменение как давления в конденсаторе, так и давления всасывания.

При нормальном эксплуатационном состоянии конденсатора давление в нем, определяемое рабочими характеристиками конденсатора, поддерживается только в том случае, если эжектор создает необходимое разрежение, удаляя весь поступающий в конденсатор воздух. При чрезмерно больших присосах воздуха или неудовлетворительной работе эжектора баланс между поступлением и отсосом воздуха нарушается. В конденсаторе постепенно накапливается воздух, теплоотдача ухудшается, давление растет, массовая производительность эжектора с ростом давления всасывания увеличивается. Установившийся режим наступит на таком уровне давления в конденсаторе, когда производительность эжектора станет равной новому значению присосов воздуха.

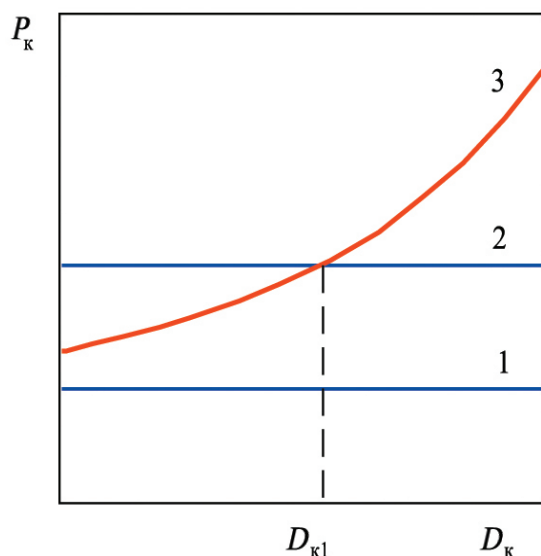


Рис. 17. Характеристика системы конденсатор — эжектор:

1, 2 — характеристики эжектора при различных $D_{\text{возд}}$ ($D_{\text{возд1}} < D_{\text{возд2}}$),
3 — характеристика конденсатора

$D_{\text{возд2}} > D_{\text{возд1}}$ (линия 2, рис. 17) до расхода пара $D_{\text{к1}}$ вакуум системы определяется эжектором, который не в состоянии поддерживать вакуум, определяемый конденсатором. Для углубления вакуума необходимо уменьшить присосы воздуха или подключить дополнительный эжектор (уменьшив тем самым $D_{\text{возд}}$ и соответственно уменьшив давление всасывания). При расходе $D_{\text{к}} > D_{\text{к1}}$ вакуум системы будет определяться конденсатором.

В зарубежной практике на современных паровых турбинах и в составе ПГУ получили большое распространение водокольцевые насосы. Однако в последние десятилетия мощные паровые турбины оснащаются пароструйными эжекторами. Обычно на каждый конденсатор устанавливаются два двухступенчатых пароструйных эжектора с общими промежуточным и концевым охладителями [19]. В России применяются в основном трехступенчатые эжекторы. Трубные пучки и трубные доски совре-

На рис. 17 показана качественная характеристика системы конденсатор — эжектор в виде зависимости давления в конденсаторе $p_{\text{к}}$ от расхода пара в конденсатор $D_{\text{к}}$ (расход и температура охлаждающей воды постоянны).

При присосе воздуха $D_{\text{возд1}}$, когда давление всасывания эжектора (линия 1, рис. 17) ниже давления в конденсаторе, вакуум системы определяется только конденсатором. При этом эжектор ухудшает свой вакуум из-за отсоса лишнего пара. При присосе воздуха

менных охладителей эжекторов, как правило, изготавливаются из нержавеющей стали.

К преимуществам пароструйных эжекторов по сравнению с водокольцевыми насосами можно отнести отсутствие вращающихся элементов и отсутствие потерь теплоты с охлаждающим теплоносителем, поскольку весь конденсат из охладителей возвращается в цикл, а не теряется с циркуляционной водой, как это происходит при использовании водокольцевых насосов и водоструйных эжекторов. Кроме того, пароструйные эжекторы на 40 % дешевле водокольцевых насосов [19].

Расход воды на водокольцевые насосы в несколько раз меньше, чем на водоструйные эжекторы. Инжектирующая способность вакуумных насосов уменьшается с ростом входной температуры циркуляционной воды и с уменьшением нагрузки.

Если при работе водокольцевого насоса начальная разность температур мала, это может привести к таким проблемам, как кавитация. Проблема решается с использованием гибридных вакуумных насосов, состоящих из эжектора первой ступени, промежуточного охладителя и водокольцевого вакуумного насоса. Во время работы паровоздушная смесь из конденсатора отсасывается эжектором первой ступени и поступает в промежуточный охладитель, а оттуда направляется на вакуумный насос [19].

Выбор системы воздухоудаления зависит от наличия рабочего пара (воды) нужных параметров, стоимости собственных нужд и предпочтений проектировщика и конечного пользователя. Чтобы обеспечить эффективную работу системы воздухоудаления, рекомендуемая стандартом [5] величина проектной производительности воздухоудаляющего устройства не должна быть меньше величин, приведенных в табл. 6, при расчетном давлении всасывания 0,133 кПа и соответствующей этому давлению температуре 22 °С. Величины, приведенные в табл. 6, рассчитаны для однокорпусного конденсатора турбины с количеством выхлопов до 9. В стандарте [5] аналогичные данные приводятся для двух- и трехкорпусных конденсаторов турбин с количеством выхлопов до 14.

Таблица 6

Производительность воздухоудаляющего устройства. Однокорпусный конденсатор

Расход пара на один выхлоп, т/ч	Производительность	Число выхлопов								
		1	2	3	4	5	6	7	8	9
До 11,3	Расход газа при стандарт- ных условиях, $\times 10^3 \cdot \text{м}^3/\text{с}$	1,4	1,9	2,4	2,4	3,5	3,5	3,5	4,7	4,7
	Сухой воздух, кг/ч	6,1	8,2	10,2	10,2	15,3	15,3	15,3	20,4	20,4
	Водяной пар, кг/ч	13,5	18,0	22,4	22,4	33,7	33,7	33,7	44,9	44,9
	Суммарный расход, кг/ч	19,6	26,1	32,6	32,6	48,8	48,8	48,8	65,3	65,3
11,3–22,7	Расход газа при стандарт- ных условиях, $\times 10^3 \cdot \text{м}^3/\text{с}$	1,9	2,4	3,5	3,5	4,7	4,7	4,7	5,9	5,9
	Сухой воздух, кг/ч	8,2	10,2	15,3	15,3	20,4	20,4	20,4	25,5	25,5
	Водяной пар, кг/ч	18,0	22,4	33,7	33,7	44,9	44,9	44,9	56,1	56,1
	Суммарный расход, кг/ч	26,1	32,6	48,8	48,8	65,3	65,3	65,3	81,6	81,6
22,7–45,4	Расход газа при стандарт- ных условиях, $\times 10^3 \cdot \text{м}^3/\text{с}$	2,4	3,5	4,7	4,7	5,9	5,9	5,9	7,1	7,1
	Сухой воздух, кг/ч	10,2	15,3	20,4	20,4	25,5	25,5	25,5	30,6	30,6
	Водяной пар, кг/ч	22,4	33,7	44,9	44,9	56,1	56,1	56,1	67,4	67,4
	Суммарный расход, кг/ч	32,7	48,8	65,3	65,3	81,6	81,6	81,6	98,0	98,0
45,4–113,4	Расход газа при стандарт- ных условиях, $\times 10^3 \cdot \text{м}^3/\text{с}$	3,5	5,9	5,9	7,1	8,3	9,4	9,4	11,8	11,8
	Сухой воздух, кг/ч	15,3	25,5	25,5	30,6	35,7	40,8	40,8	51,0	51,0
	Водяной пар, кг/ч	33,7	56,1	56,1	67,4	78,5	89,8	89,8	112,3	112,3
	Суммарный расход, кг/ч	48,8	81,6	81,6	98,0	114,2	130,6	130,6	163,3	163,3
113,4–226,8	Расход газа при стандарт- ных условиях, $\times 10^3 \cdot \text{м}^3/\text{с}$	4,7	7,1	8,3	9,4	11,8	11,8	14,2	14,2	16,5
	Сухой воздух, кг/ч	20,4	30,6	35,7	40,8	51,0	51,0	61,2	61,2	71,4
	Водяной пар, кг/ч	44,9	67,4	78,5	89,8	112,3	112,3	134,7	134,7	157,2
	Суммарный расход, кг/ч	65,3	98,0	114,2	130,6	163,3	163,3	195,9	195,9	228,6

Окончание табл. 6

Расход пара на один выхлоп, т/ч	Производительность	Число выхлопов								
		1	2	3	4	5	6	7	8	9
226,8—453,6	Расход газа при стандарт- ных условиях, $\times 10^3 \cdot \text{м}^3/\text{с}$	5,9	9,4	9,4	11,8	14,2	14,2	16,5	18,9	18,9
	Сухой воздух, кг/ч	25,5	40,8	40,8	51,0	61,2	61,2	71,4	81,6	81,6
	Водяной пар, кг/ч	56,1	89,8	89,8	112,3	134,7	134,7	157,2	179,6	179,6
	Суммарный расход, кг/ч	81,6	130,6	130,6	163,3	195,9	195,9	228,6	261,2	261,2
453,6—907,2	Расход газа при стандарт- ных условиях, $\times 10^3 \cdot \text{м}^3/\text{с}$	7,1	11,8	11,8	14,2	16,5	18,9	18,9	21,2	23,6
	Сухой воздух, кг/ч	30,6	51,0	51,0	61,2	71,4	81,6	81,6	91,9	102,1
	Водяной пар, кг/ч	67,4	112,3	112,3	134,7	157,2	179,6	179,6	202,1	224,5
	Суммарный расход, кг/ч	98,0	163,3	163,3	195,9	228,6	261,2	261,2	294,0	326,6
907,2—1360,8	Расход газа при стандарт- ных условиях, $\times 10^3 \cdot \text{м}^3/\text{с}$	8,3	11,8	14,2	16,5	18,9	21,2	23,6	26,0	28,3
	Сухой воздух, кг/ч	35,7	51,0	61,2	71,4	81,6	91,9	102,1	112,3	122,5
	Водяной пар, кг/ч	78,5	112,3	134,7	157,2	179,6	202,1	224,5	247,0	269,4
	Суммарный расход, кг/ч	114,2	163,3	195,9	228,6	261,2	294,0	326,6	359,3	391,9
1360,8—1814,4	Расход газа при стандарт- ных условиях, $\times 10^3 \cdot \text{м}^3/\text{с}$	9,4	14,2	16,5	18,9	21,2	23,6	26,0	28,3	30,7
	Сухой воздух, кг/ч	40,8	61,2	71,4	81,6	91,9	102,1	112,3	122,5	132,7
	Водяной пар, кг/ч	89,8	134,7	157,2	179,6	202,1	224,5	247,0	269,4	278,3
	Суммарный расход, кг/ч	130,6	195,9	228,6	261,2	294,0	326,6	359,3	391,9	411,0

Изготовлением воздухоудаляющих устройств занимаются либо специализированные фирмы, как, например, американская компания Graham, или производители конденсаторов, такие как компания SPX Heat Transfer и ее бельгийский филиал Ecolaire. Рекомендации по проектированию пароструйных эжекторов приводятся в [5], а также в специальном стандарте Американского института теплообмена [10]. Метод расчета паро- и газоструйных эжекторов подробно изложен в европейском стандарте ESDU (Engineering Science Data Unit) [20].

.....

Загрязнение трубной поверхности конденсатора

В результате длительной эксплуатации при низком качестве воды, подаваемой на вход теплообменных аппаратов, происходит загрязнение внутренней поверхности трубок конденсатора. Загрязнение конденсаторов приводит к значительным перерасходам топлива, а в ряде случаев — к ограничению мощности турбины. Кроме того, образующиеся в конденсаторах отложения интенсифицируют коррозионные процессы в металле трубок, а содержащиеся в воде абразивные твердые взвеси (песок, зола) вызывают эрозионно-коррозионный износ трубок. При загрязнении конденсаторов с водяной стороны ухудшение вакуума происходит как из-за увеличения термического сопротивления вследствие загрязнения, так и за счет сокращения расхода воды через конденсатор из-за повышения его гидравлического сопротивления [1, 12].

Для условий работы конденсаторов характерны механические, накипные и биологические загрязнения. Под *механическими загрязнениями* понимается засорение трубок и трубных досок щепой, травой, листьями, землей, песком, водорослями, ракушками, рыбой и т. д. Эти загрязнения носят явно выраженный сезонный характер и усиливаются весной и осенью. Механические загрязнения особенно опасны тем, что, в отличие от остальных видов загрязнений, нарастающих постепенно, могут быстро перекрыть проходное сечение трубной доски и почти полностью прекратить доступ охлаждающей воды

в трубки конденсатора, вызвав тем самым аварийный останов турбины. Это может произойти, в частности, в результате прорыва очистных сеток в период паводка или из-за неудовлетворительного состояния водоприемных сооружений. На станциях, где конденсаторы охлаждаются морской водой, аварии такого типа наблюдаются в период штормов на море.

Накипные загрязнения конденсаторов возникают в виде отложений на внутренней поверхности конденсаторных трубок слоя накипи, создающей большое термическое сопротивление теплопередаче. Накипь образуется, как правило, при охлаждении конденсаторов минерализованной водой, содержащей соли временной жесткости. Часть этих солей, находящихся в воде в растворенном состоянии, в определенных условиях распадается с образованием слоя накипи на стенках трубок и водяных камер конденсаторов. Такие условия обычно создаются в оборотных системах водоснабжения из-за испарения и уноса воды, а также подпитки системы водой, содержащей соли. При повышении температуры или уменьшении содержания в воде CO_2 происходит распад бикарбонатов с выпадением солей кальция и магния в виде осадка.

Биологические загрязнения представляют собой отложения на внутренней поверхности трубок конденсаторов и маслоохладителей живых простейших микроорганизмов и водорослей, называемых биологическими обрастаниями. При наличии благоприятных температурных условий бактерии и водоросли могут размножаться, вызывая увеличение толщины обрастания. Обычно загрязнения органического происхождения состоят из нескольких видов растений и микроорганизмов с преобладанием какого-либо одного вида. При наличии в охлаждающей воде железа наблюдается развитие железобактерий, которые способны очень быстро размножаться. Присутствие в воде сульфатов способствует появлению серобактерий и сульфатовосстанавливающих бактерий, которые к тому же могут способствовать интенсивной коррозии трубок. Заселение трубок

конденсаторов и маслоохладителей микроорганизмами происходит постепенно и начинается с осаждения на трубках каких-либо механических частиц или водорослей. Обычно органические отложения в конденсаторах имеют вид илистой, слизистой или желатиноподобной пленки серо-зеленого или бурого оттенка и нередко обладают неприятным запахом.

Интенсивность обрастания трубок зависит от степени загрязненности воды органическими веществами, а также от того, насколько благоприятны в конденсаторе условия для жизнедеятельности микроорганизмов и водорослей. Исследованиями установлено, что на чистой металлической поверхности латунных трубок микроорганизмы не поселяются, что может быть объяснено токсическим действием меди на микроорганизмы. Существенное влияние на интенсивность обрастания конденсаторных трубок оказывают температурные условия. Опыт эксплуатации показывает, что иногда зимой обрастание происходит более интенсивно, чем летом. Объясняется это, по-видимому, тем, что в холодное время температурные условия в конденсаторе (10–20 °С) наиболее благоприятны для развития бактерий, в то время как летом температура стенок трубок может достигать 40 °С и выше. При этой температуре большинство микроорганизмов погибает.

Интенсивность обрастания трубок по ходам воды в конденсаторе также неодинакова и изменяется в зависимости от времени года. Зимой наиболее интенсивное обрастание трубок можно наблюдать в последних ходах, тогда как в жаркое время обрастание последних ходов может быть менее интенсивно, чем первого хода. Наличие слизистых отложений внутри трубок способствует прилипанию к поверхности песчинок, частиц ила и других механических примесей, которые в чистых трубках были бы смыты потоком воды, проходящей через конденсатор.

Поддержание чистоты трубок конденсатора имеет большое значение для надежной и эффективной работы электростанций. Эффективность очистки конденсатора требует выбора подходя-

щей технологии, а также частоты очистки для конкретных условий и видов загрязнения.

Большое значение для поддержания чистоты поверхности теплообмена имеет скорость воды в трубках. Как указывается в [21], в конденсаторах мощных турбин, работающих в системе Electricité de France, расчетная скорость воды составляет 3,4–3,6 м/с, тогда как отечественные конденсаторы работают при скорости воды 2,04–2,24 м/с (Калининская и Балаковская АЭС). Такая разница в уровне скоростей объясняется преимущественным использованием во Франции однокходовой схемы движения воды в конденсаторах с последовательным соединением корпусов. Для снижения загрязнения конденсаторов французских АЭС трубки устанавливаются с уклоном 5 мм на 1 м длины, а скорость воды поддерживается на уровне не менее 2,2–3,0 м/с для титановых трубок и 1,8 м/с для трубок из других материалов. По данным [15, 21], интенсивное образование отложений начинается при скорости воды 1,5 м/с и ниже.

Для предотвращения отложений на поверхностях теплообмена конденсаторов часто используются такие способы, как:

- подкисление воды;
- известковое умягчение подпиточной воды;
- обработка воды фосфатами и комплексонами типа этилендифосфоновой кислоты (ОЭДФ) или ингибиторами образования минеральных солей (ИОМС);
- непрерывная механическая очистка пористыми шариками (рис. 18).



Рис. 18. Шарик с абразивным покрытием

Первые три из перечисленных способов наиболее целесообразны для ТЭС с обратной системой водоснабжения с градирнями. Для современных ТЭС наиболее эффективным и щадящим является применение непрерывной очистки

губчатыми шариками. Кроме того, для сохранения защитной пленки внутри трубок шариковая очистка может дополняться впрыском ингибитора коррозии — сернокислого железа, как практикует фирма Tarpogge, или пропиткой этим раствором самих шариков, как предлагает ВТИ [12]. Наличие в системе шариковой очистки фильтра предочистки с достаточно мелкой фильтрующей сеткой предохраняет трубную систему от повреждений [12]. В последние годы все конденсаторы мощных паровых турбин ТЭС и АЭС комплектуются системами шариковой очистки. На рис. 19 показана принципиальная схема шариковой очистки конденсатора.

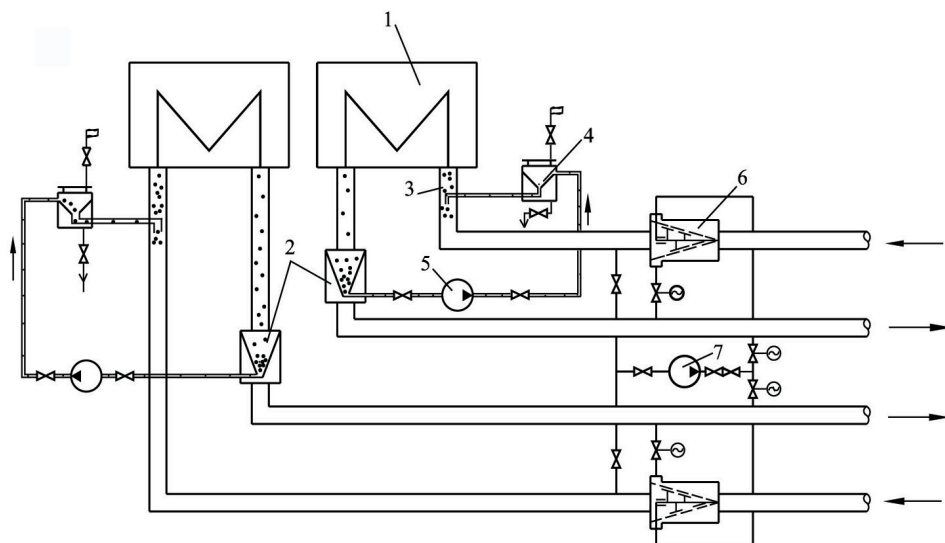


Рис. 19. Принципиальная схема шариковой очистки трубок конденсатора:

1 — конденсатор, 2 — шарикоулавливающее устройство, 3 — узел ввода шариков в циркуляцию, 4 — загрузочная камера, 5 — насос сортировки шариков, 6 — осевой фильтр предочистки, 7 — насос промывки фильтров

Резиновые шарики, первоначально помещенные в загрузочную камеру (4), где из них удаляется воздух, вводятся струйным насосом (3) в напорную линию конденсатора (1). Плотность ша-

риков соизмерима с плотностью воды. За счет градиента давления между входной и выходной водяными камерами шарики сжимаются и вместе с потоком воды проходят через трубки, счищая отложения, не имеющие прочного сцепления со стенкой. Частицы отложений уносятся потоком, а шарики улавливаются на выходе решеткой или сеткой (2) и с помощью насоса (5) возвращаются в цикл. Для удаления изношенных шариков и восполнения их количества предусмотрены устройства ввода и вывода шариков (2).

Для защиты контура циркуляции шариков от механических загрязнений на напорном циркуляционном водоводе устанавливается фильтр предварительной очистки циркуляционной воды (6). Внутри фильтра расположено смывное устройство, позволяющее проводить отмывку фильтра без выключения из работы.

Для удаления твердых карбонатных отложений используются шарики с абразивными включениями (поясками). Необходимо отметить, что при очистке трубок из медного сплава корундовыми шариками нарушается защитная оксидная пленка металла, что может привести к интенсивной коррозии металла и последующему разрушению трубок. Кроме шариков со сверхтвердым корундовым абразивом, применяются шарики, покрытые пластмассовым гранулятом, занимающие промежуточное положение по воздействию на очищенную поверхность между корундовыми и губчатыми без абразива.

Подвод шариков может осуществляться непрерывно, периодически и залпами. При *непрерывной* очистке система работает вместе с конденсатором, а шарики заменяются по мере их износа. Количество циркулирующих шариков составляет обычно 10–15 % от количества трубок. Шарик обегает контур за 30–40 с, попадая в каждую трубку в среднем через 5 мин. При скорости 2 м/с и общей длине двух ходов конденсаторных трубок 18 м за 10 ч непрерывной циркуляции шарик проходит путь 20 км. Периодически (раз в неделю) происходит сбор, измере-

ние степени износа и замена шариков. Степень износа шариков зависит от материала, из которого они выполнены, и характера загрязнений. Особенно интенсивный износ наблюдается в первые часы работы, затем он стабилизируется и составляет от 0,005 до 0,02 мм/ч. Периодичность замены шариков составляет порядка 400–900 ч непрерывной циркуляции. При *периодической* очистке шарики циркулируют по контуру в течение определенного периода времени (например, 2 ч в сутки). При *залповой* системе шарики проходят через трубную систему один раз, после чего они все собираются в загрузочную камеру до следующего залпа. Для обеспечения такой же частоты прохождения шариков по трубкам требуется загрузка шариков в 4–6 раз большая, чем при непрерывной очистке. Равномерность распределения шариков по трубкам практически не зависит от способа подачи, а определяется в основном равномерностью скорости потока воды в водяной камере, соответствием плотности шариков плотности охлаждающей воды и конструкцией узла ввода шариков в циркуляционный водовод.

На тех ТЭС, где не применяется шариковая очистка, необходимо проведение очистки поверхности теплообмена другими методами.

Механическая и гидравлическая очистка производится щетинными ершами, укрепленными на длинных шомполах и приводимыми в действие вручную, а также с помощью механических, электрических, гидравлических или пневматических устройств; резиновыми цилиндриками или поршеньками, проталкиваемыми через очищаемую трубку шомполами; водой или воздухом под давлением с помощью пистолетов различной конструкции; струей воды под большим давлением (установкой высокого давления — УВД). Поскольку отложения на стенках трубок конденсатора рыхлые по структуре, применение ручной чистки с помощью ершей нецелесообразно, тогда как механическая очистка с помощью пистолетов и установок высокого давления и целесообразна, и широко распространена.

Очистка *водовоздушной смесью* заключается в периодической подаче воздуха в воду, охлаждающую работающий конденсатор, что обеспечивает удаление рыхлых илистых и органических отложений, слабо сцепленных со стенкой трубки. Эффект очистки реализуется за счет возникновения дополнительных тангенциальных напряжений в пристенной области и в самих отложениях, флотации воздушными пузырьками дисперсных частиц примесей, уменьшения толщины или возмущения пристенного ламинарного подслоя.

При осуществлении водовоздушной очистки конденсатора необходимо организовать равномерное распределение водовоздушной смеси по всему трубному пучку, определить оптимальные и максимально допустимые расходы воздуха при различных расходах охлаждающей воды.

Равномерность распределения водовоздушной смеси по всем трубкам пучка достигается установкой специальных коллекторов различной конструкции во входной водяной камере или напорном водоводе конденсатора. Равномерность раздачи смеси по пучку зависит от скорости воды в водяной камере. С увеличением скорости воды равномерность распределения смеси повышается.

По данным ряда исследователей, оптимальное газосодержание при водовоздушной чистке составляет 6–9 % от начального расхода циркуляционной воды. С увеличением газосодержания средний размер пузырей и частота их следования увеличиваются, при этом наблюдается группировка пузырей, приводящая при газосодержании большем 10 % к волновому движению смеси в трубе. При увеличении расходов воздуха выше допустимых может происходить скопление воздуха в верхней части сливной водяной камеры и прекращение циркуляции охлаждающей воды через конденсатор.

Термическая сушка может быть применена для удаления отложений, обладающих способностью к растрескиванию и отслаиванию при высыхании. К открытому люку водяной каме-

ры подсоединяют легкий металлический короб или один конец гибкого рукава (например, изготовленного из брезента), другой конец рукава соединяют с напорным патрубком специально устанавливаемого вентилятора.

Для ускорения и повышения эффективности сушки осуществляется подогрев трубной системы конденсатора или сушильного воздуха. Подогрев воздуха до температуры 50–60 °С может быть осуществлен в калорифере или путем подмешивания горячего воздуха, отобранного после воздухоподогревателя котла. Для подогрева трубок конденсатора при их очистке на работающей турбине должен быть ухудшен вакуум (повышена температура отработавшего пара). На остановленной турбине подогрев может быть осуществлен путем подачи в конденсатор пара от постороннего источника. Может быть также использована аккумулированная теплота после останова блока.

Нагрев трубок до 50–60 °С можно осуществить и горячей водой, поданной в паровое пространство конденсатора после остановки турбины. После высыхания отложения растрескиваются и отслаиваются от стенок трубок, частично отпадают, частично уносятся с воздухом. Оставшиеся отложения после подключения конденсатора удаляются потоком воды. Продолжительность сушки при использовании различных способов подогрева составляет от 4 до 6 ч, а при использовании холодного воздуха продолжительность сушки может достигать 12–24 ч.

Применение термической сушки позволяет обеспечить снижение недогрева воды до температуры насыщения в конденсаторе на величину от 2 до 4 °С.

Вакуумная термическая сушка позволяет произвести удаление отложений при работе турбины без вскрытия люков конденсатора и в короткий срок. В отключенной и осушенной водяной камере конденсатора создается вакуум более глубокий, чем в паровом пространстве конденсатора работающей турбины, при этом происходит вскипание и выпаривание влаги, содержащейся в отложениях. Конденсация образующегося пара

осуществляется в конденсаторе смешивающего типа (рис. 20), состоящем из системы тангенциальных сопл (5), расположенных на стенках сливной камеры конденсатора или вблизи отсоса к эжектору и трубопровода технической воды (8), подаваемой на сопла. Образовавшийся конденсат удаляется в сливной водовод (3) с помощью водоструйного насоса (6). Удаление воздуха из смешивающего конденсатора осуществляется по трубопроводу (7) эжектором (используются резервный и основной эжекторы).

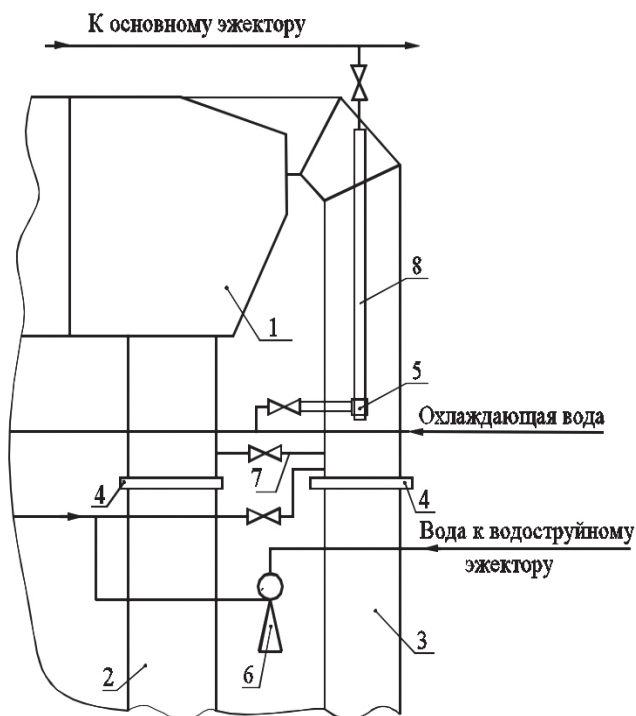


Рис. 20. Установка для вакуумной сушки:

- 1 — конденсатор, 2 — подводящий водовод, 3 — сливной водовод,
4 — шибберные заглушки, 5 — сопловая камера (смешивающий конденсатор),
6 — водоструйный насос, 7 — перемычка диаметром 100 мм

Вакуум в системе первоначально создается при дренировании отключенной половины конденсатора с помощью насоса,

а затем обеспечивается путем конденсации пара в смешивающем конденсаторе и отсоса неконденсирующихся газов эжектором.

Для успешного выполнения вакуумной сушки необходимо обеспечивать высокую герметичность трубопроводов охлаждающей воды, что достигается установкой шиберных заглушек (4) на подводящем (2) и отводящем водоводе (3). Такой способ позволяет выполнить сушку отключенной половины конденсатора всего за один час. После подключения конденсатора к циркуляционной системе отложения смываются потоком воды.

Применение термической и вакуумной очистки ограничено рядом отраслевых документов, так как при проведении очистки этими способами возможны инциденты из-за несоблюдения всех необходимых правил безопасности.

Химическая очистка. В случае особенно стойких загрязнений применяется химическая промывка конденсаторов различными реагентами. К их числу относятся минеральные кислоты (в основном соляная и серная). Успешно применяется в последнее время для химических промывок сульфаминовая кислота — эффективный реагент, менее коррозионно-опасный, чем минеральные кислоты. Ограничение ее использования обуславливается дефицитностью и относительно высокой стоимостью. Состав на основе бисульфата аммония, рекомендованный по результатам стендовых и опытно-промышленных исследований [2], эффективен по отношению к железоокисным и медьсодержащим эксплуатационным отложениям, так как он менее агрессивен, чем минеральные кислоты, более доступен и дешевле, чем комплексоны и органические кислоты.

Однако большая скорость растворения отложений минеральными кислотами (и растворами, изготовленными на их основе) делает процесс промывки оборудования плохо управляемым, а также вызывает повышенную коррозию цветных сплавов и — особенно — конструкционных материалов. Кроме того, как показывает опыт, применение этих кислот приводит

к тому, что растворение металла под слоем отложений происходит в 2–3 раза интенсивнее, чем чистого металла. Наиболее опасна так называемая хлоридная активация поверхности металла, так как она приводит к растрескиванию металла в условиях эксплуатации. Следует подчеркнуть, что, несмотря на эффективность химического метода очистки, при его применении возникает и ряд проблем, связанных с нейтрализацией и утилизацией реагентов. В настоящее время применение химической промывки конденсаторов на ТЭС не рекомендовано.

Правила технической эксплуатации [22] требуют проведения очистки, если вакуум в конденсаторе ухудшился на 0,5 %. Более экономично проводить очистку в оптимальные сроки, например по методике, приведенной в [1, 2]. Методика контроля состояния поверхности теплообмена и установления оптимальных сроков очистки конденсаторов паровых турбин основана на определении срока, при котором потери, связанные с проведением очистки, будут окупаться выигрышем от работы при более чистой поверхности конденсатора, т. е. при работе турбины с более глубоким вакуумом в конденсаторе. Основной отличительной чертой методики является учет различного темпа загрязнения конденсаторов (в конкретных условиях эксплуатации) и степени восстановления чистоты конденсатора после очистки.

Для контроля чистоты поверхности конденсатора строится график зависимости (рис. 21) давления в конденсаторе (p_k) от степени чистоты α при различных температурах воды на входе в конденсатор ($t_{1в}$). График строится для номинального режима работы турбины и номинального расхода охлаждающей воды; степень условной чистоты $\beta = 1$ соответствует нормальной работе конденсатора при той наилучшей чистоте поверхности охлаждения, которая может быть получена в условиях конкретной станции. Условной степени чистоты $\beta = 1$ в рассматриваемом случае соответствует коэффициент чистоты в методике ВТИ $a \leq 0,6$. Расчет давления в конденсаторе при частичных

значениях коэффициента чистоты производится через коэффициент теплопередачи, который определяется расчетом.

Полученный график позволяет, зная $t_{1в}$ и p_k , оценить состояние поверхности конденсатора через коэффициент чистоты β . Фактически этот коэффициент отражает также и состояние аппарата в целом, а его низкие значения могут свидетельствовать как о загрязнении, так и о других нарушениях в работе конденсатора (например, о повышенных присосах воздуха). Рис. 21 позволяет также оценивать качество и эффективность проводимых очисток, для чего нужно сравнить величины коэффициента чистоты до очистки конденсатора и после нее.

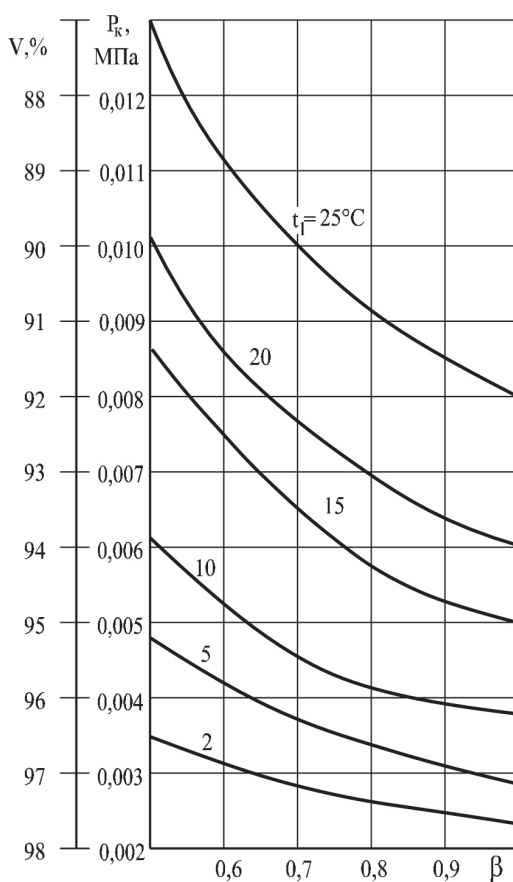


Рис. 21. Зависимость вакуума в конденсаторе 200-КЦС-2 от коэффициента чистоты (β) и температуры охлаждающей воды на входе ($t_{1в}$) [2]

.....

Повреждения трубного пучка и замена трубок

Неисправности в функционировании конденсационной установки влекут за собой снижение экономичности и надежности работы турбоустановки в целом. Доля отказов оборудования конденсационной установки (главным образом, конденсаторов) в общем числе отказов ПТУ составляет в среднем 15 %. Основные причины отказов конденсаторов [1, 23–25]:

- несвоевременная замена и очистка трубок;
- повреждения трубок из-за технологических дефектов;
- коррозионное разрушение металла трубок; образование трещин на трубках, а также их некачественное вальцевание;
- наличие значительных остаточных напряжений, не снятых при отжиге трубок;
- обесцинкивание материала трубок при использовании латуни Л68; эрозионный износ трубок (в основном входных и выходных участков); повреждения водяных камер конденсаторов.

Необходимо подчеркнуть, что, по данным эксплуатационного персонала ТЭС и ТЭЦ, более 40 % конденсаторов имеют в течение года 3–4 механических повреждения, связанных с отрывом элементов лопаточного аппарата последних ступеней турбины. Эти повреждения, как правило, приводят к вынужденному останову ПТУ либо к значительному снижению ее мощности из-за отключения корпуса конденсатора для отглушения трубок.

Важнейшей операцией при проведении ремонта конденсаторов является замена поврежденных трубок поверхности теплообмена. Необходимость замены трубок (капитального ремонта конденсатора) устанавливается путем анализа работы конденсатора [1, 2], при этом учитывается количество случаев нарушения герметичности трубной системы, число отглушенных трубок, анализируются причины повреждений. Проводится исследование заранее вырезанных образцов трубок в целях определения их состояния и работоспособности. Должен быть принят во внимание срок службы трубок конденсатора (нормальный срок службы для пресных охлаждающих вод — 20 лет, для сильноминерализованных прудовых и морских — 10 лет).

Одной из важнейших задач, решаемых в рамках жизненного цикла конденсационной установки, является *обоснование целесообразности и срока замены трубок конденсатора*. Как указывается в [9, 19], компания Electricité de France считает замену трубных систем целесообразной, если отглушено более 10 % трубок либо если толщина стенки трубок уменьшилась на 50 % от первоначальной величины.

Для обоснования сроков замены трубок можно использовать ряд статистических моделей. При статистической оценке состояния конденсатора важнейшее значение имеет определение периода эксплуатации оборудования: начальный, период нормальной эксплуатации или период исчерпания ресурса. Начальный период эксплуатации для конденсатора, как правило, кратковременный и заканчивается приемочными испытаниями оборудования после его монтажа или капитального ремонта. Период нормальной эксплуатации конденсатора характеризуется тем, что отказ отдельной трубки может быть вызван различными причинами, а вероятность отказа остается примерно постоянной в течение всего периода [23]. Период исчерпания ресурса конденсатора определяется резким возрастанием интенсивности отказов и преобладанием одной причины отказа над остальными, например утонение стенки трубок из-за коррозионно-эрозионных процес-

сов. В зависимости от периода эксплуатации, наличия и полноты статистической информации о повреждаемости конденсатора должны использоваться различные модели оценки состояния.

В период нормальной эксплуатации имеется полная информация о наработках трубок, при которых происходят отказы. При наличии полной информации о наработках трубок конденсатора до отказа, а также априорной информации о том, что конденсатор находится в периоде нормальной эксплуатации, целесообразно использование статистической модели, в которой вероятность отказа отдельной трубки описывается нормальным распределением [23]. В этом случае предполагается, что предельное состояние конденсатора наступает, когда число отказавших трубок достигает критического значения n^* , при котором величина технико-экономических потерь от эксплуатации турбины с конденсатором с неполной поверхностью теплообмена сравнивается с экономическими затратами от полной замены трубок конденсатора и эксплуатационными потерями для нового аппарата. По результатам расчетов, выполненных для конденсаторов турбоустановок, работающих на различных электростанциях, предельное количество заглушенных трубок, при котором целесообразна полная замена трубок конденсатора, в зависимости от стоимости топлива составляет от 7 до 9 % общего количества трубок в аппарате [23].

На рис. 22 показана зависимость доли отказавших трубок конденсаторов турбин К-300-240 ХТЗ Рефтинской ГРЭС от их наработки. Расчеты на основе приведенных данных, выполненные по разработанной модели для предельного количества трубок конденсаторов, дали следующие результаты: вероятность того, что относительное количество заглушенных трубок n/N превысит предельное число трубок n^* , составляет 94 % для конденсатора ТГ ст. № 5 при наработке более 312 тыс. ч (рис. 22, а), а для конденсатора ТГ ст. № 6 — при наработке более 410 тыс. ч (рис. 22, б). Пунктирными линиями обозначены остаточные ресурсы для соответствующих конденсаторов.

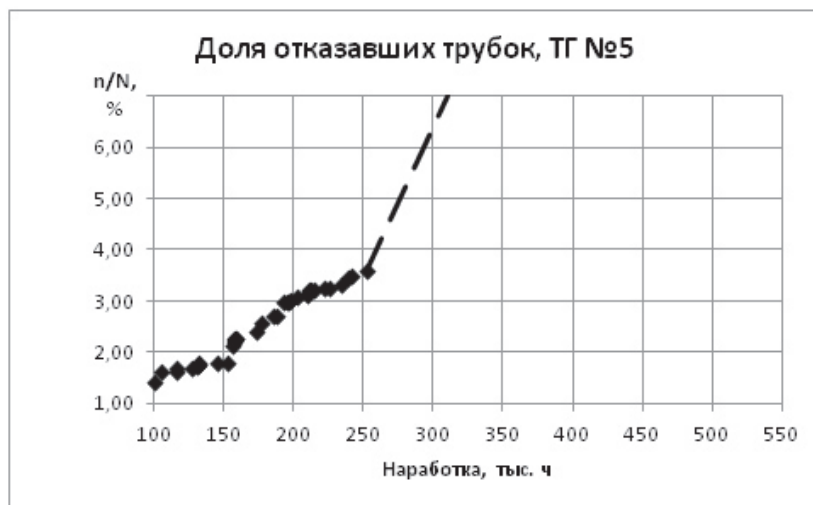
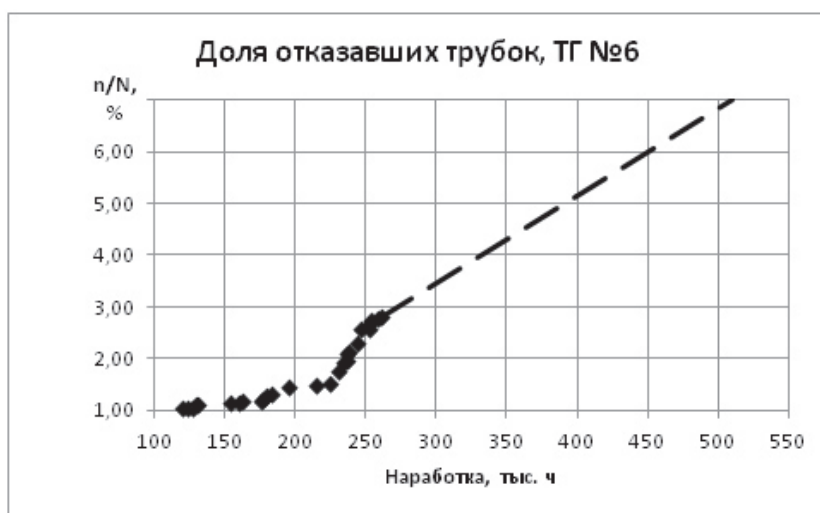
a*б*

Рис. 22. Доля отказавших трубок конденсаторов:

■ — экспериментальные данные, — — — — расчет; *a* — доля отказавших трубок, конденсатор № 5; *б* — доля отказавших трубок, конденсатор № 6

Значительное различие остаточных ресурсов для этих конденсаторов обусловлено, вероятно, исходным качеством металла трубок.

Что касается периода истощения ресурса, авторы методики [23] предлагают в качестве критерия для определения момента времени, когда замена трубок становится целесообразной, принять количество трубок конденсатора, отглушаемых во время ремонта турбины. С использованием конкретных данных по конденсаторам турбин различных ТЭС в [23] приводится выражение, позволяющее оценить срок замены трубной системы, которое показывает, что для каждого конденсатора можно определить предельное максимальное количество отглушенных во время ремонта трубок, при превышении которого наступает срок замены трубной системы в целом (рис. 23). Такая величина для конденсатора с числом трубок, например, $N = 19592$ (для конденсатора К-15240 турбины К-300-240 ХТЗ) при уровне значимости $\alpha = 0,05$ составит $\Delta n_{\text{кр}} = 94$ шт. Если такое или большее количество трубок конденсатора отглушается во время ремонта турбины одновременно, то необходимо планировать замену трубной системы конденсатора.

Как следует из рис. 23, моменты времени $t = 205$ тыс. ч (рис. 23, а) и $t = 238$ тыс. ч (рис. 23, б) определены как моменты принятия решений о замене трубок конденсатора, что соответствует выходу функции $F_n(t)$, построенной на полных наработках, за границу критической области (доверительного интервала).

В зарубежной практике замена трубок производится двумя методами: при модульной компоновке трубного пучка — заранее заготовленными модулями [21], при другой компоновке — замена отдельных трубок. Для турбин энергетической компании Electricité de France модульная замена конденсатора энергоблока 1300 МВт, состоящего из шести блоков, производится за 56 сут., а энергоблока 900 МВт — за 35 сут. [21]. Продолжительность замены 72 тыс. трубок на энергоблоке 900 МВт составляет 42 сут., при этом стоимость замены трубной системы конденсатора по одной трубке примерно в 2 раза дешевле модульной [21]. Общая стоимость замены, включая стоимость

оборудования и сопутствующих строительных работ, на электростанциях Electricité de France составляет от 15 до 20 млн долларов США.

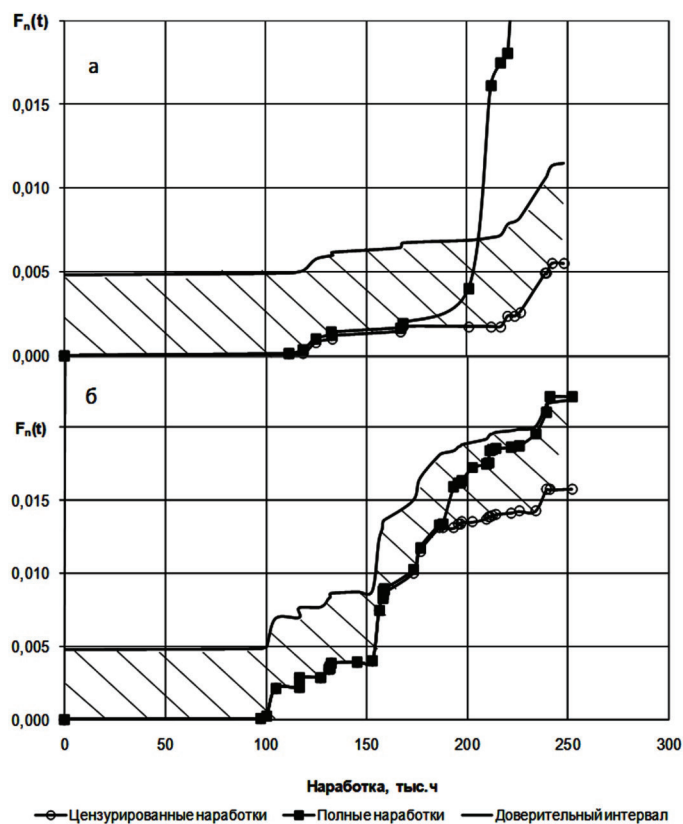


Рис. 23. Функция распределения наработок до отказа трубок конденсаторов К-15240 [23]:

a — конденсатор с латунными трубками; *б* — конденсатор с трубками МНЖ5–1

.....

Интенсификация теплообмена в конденсаторах

Тепловая эффективность конденсатора определяется интенсивностью процессов передачи теплоты в аппарате, которая характеризуется величиной коэффициента теплопередачи.

Уровень коэффициента теплопередачи зависит не только от величины коэффициентов теплоотдачи теплоносителей, но и от их соотношения. Наименьший из коэффициентов теплоотдачи является лимитирующим для величины коэффициента теплопередачи, так как коэффициент теплопередачи всегда меньше, чем наименьший из коэффициентов теплоотдачи теплоносителей ($K < \alpha_{\min}$). Поэтому мероприятия для интенсификации теплообмена в аппарате целесообразно применять прежде всего к тому теплоносителю, со стороны которого коэффициент теплоотдачи имеет меньшую величину. В водоохлаждаемых конденсаторах при технически чистой воде и нормативных присосах воздуха лимитирующей стороной является пар [1, 2].

Для повышения тепловой эффективности конденсаторов за счет интенсификации теплообмена в них применяются различные технические решения. Одним из таких способов является замена обычных трубок профилированными. Искусственная шероховатость, образованная профилем накатки, турбулизировывает пограничный слой при течении воды внутри и пленки кон-

денсата на поверхности трубок, что обеспечивает повышение интенсивности теплообмена в аппарате в целом. Однако гидравлическое сопротивление профилированных трубок выше, чем у гладких, что требует соответствующего увеличения мощности на прокачку через них теплоносителя.

В ряду профилированных трубок наиболее исследованными и прошедшими апробацию в серийных теплообменных аппаратах ПТУ, в том числе в конденсаторах паровых турбин, являются профильные витые трубки (ПВТ) [1, 2], которые изготавливаются из обычных гладких трубок при обкатке их на специальных установках. Поверхность ПВТ представляет собой дискретное чередование выступов и впадин, выполненных по винтовой линии.

На рис. 24 показаны профилированные трубки, исследованные в США и рекомендованные для установки в конденсаторы при их модернизации [26]. Изготовление трубок, показанных на рис. 24, *а*, и рис. 24, *б*, обходится на 30–50 % дороже, чем гладких трубок, однако эти затраты окупятся за 4,5–7 месяцев эксплуатации [26]. В России профильные витые трубки типа изобретенных на рис. 24, *а* установлены на 11 электростанциях в конденсаторах турбин мощностью от 25 до 200 МВт.



Рис. 24. Профилированные трубки, разработанные для установки в конденсаторы [26]:

а — нержавеющая сталь, винтовая накатка (ПВТ [1]); *б* — нержавеющая сталь, кольцевая накатка; *в* — медно-никелевый сплав, спиральная накатка; *г* — трубка с нерегулярной шероховатостью; *д* — трубка двойного профиля с усиленной канавкой

Турбины, в конденсаторах которых устанавливались ПВТ:

Тип турбины	ТЭС (ТЭЦ)
К-25-29	ГРЭС им. Л. Красина
ПТ-25-90/10	ТЭЦ-7 Ленэнерго
Т-100-130	ТЭЦ-20 Мосэнерго
К-200-130	Смоленская Кураховская Шатурская ГРЭС
ПТ-12-35/10	Камышинская ГРЭС
К-2,5-1,2	Свердловская ТЭЦ
К-50-29	Среднеуральская ГРЭС
ПТ-60/70-130/13	Пермская ТЭЦ-14
ПТ-135/165-130/15	Пермская ТЭЦ-14

Гарантированный эффект увеличения коэффициента теплопередачи в конденсаторах с ПВТ по сравнению с гладкотрубными, по данным [1], достигает 15 %.

Производственный опыт использования в теплообменниках трубок с другим видом искусственной шероховатости — олуненных трубок (рис. 25) — значительно меньше, чем витых трубок и трубок с накаткой. Проведенное в ОАО «НПО ЦКТИ» исследование теплогидравлических характеристик конденсатора с олуненными трубками также показало увеличение коэффициента теплопередачи по сравнению с гладкотрубным аппаратом [1].

Важно отметить, что опыт эксплуатации конденсаторов с профильными трубками и трубками с другими видами искусственной шероховатости на действующих электростанциях указывает на существенное снижение темпа загрязняемости теплообменной поверхности [1, 26].



Рис. 25. Образцы олуненных трубок [1]

Другим перспективным направлением интенсификации теплообмена при конденсации пара является реализация в конденсаторах режима капельной конденсации [1, 2]. Капельная конденсация имеет место, если конденсат не смачивает поверхность теплообмена. В этом случае стенка покрыта отдельными каплями малого размера (менее 1 мм), которые в процессе конденсации растут как сами по себе, так и за счет соединения друг с другом. Поверхность между каплями, составляющая до 50 % от всей поверхности теплообмена, покрыта ультратонкой (порядка 1 мкм) пленкой конденсата, имеющей весьма незначительное термическое сопротивление.

В общем случае несмачиваемость металлической поверхности и организация в конденсаторах паровых турбин режима капельной конденсации могут быть осуществлены за счет использования гидрофобизаторов, выбор которых достаточно широк. Способы нанесения гидрофобизаторов также различны. К недостаткам известных гидрофобизаторов следует отнести высокую токсичность, наличие в их составе ряда редких элемен-

тов, дороговизну и сложность технологии нанесения, постепенное «старение» и механический износ покрытий и др. Основным недостатком известных стимуляторов капельной конденсации является ограниченный срок их действия («время жизни»). Анализ исследований по этому вопросу применительно к конденсаторам показал, что наиболее перспективными являются гидрофобизаторы, созданные на основе дисульфидов [2].

В НПО ЦКТИ и УрФУ были проведены испытания опытного модуля (56 трубок длиной 450 мм, материал МНЖ5-1), включенного параллельно конденсатору турбины К-300-240 на Рефтинской ГРЭС. В качестве гидрофобизатора использован синтезированный этими организациями (при участии ряда зарубежных фирм) материал — полифторалкилдисульфид. Испытаниями установлено, что указанный гидрофобизатор при однократном нанесении на поверхность теплообмена обеспечил поддержание режима капельной конденсации в течение более 4500 ч. При этом рост коэффициента теплопередачи в опытном модуле, в зависимости от режимов и параметров работы ПТУ, составил от 35 до 70 % [1, 2].

Исследования капельной конденсации уже более 20 лет проводятся в Китае. В обзоре [27] описывается опыт успешного применения капельной конденсации при модернизации конденсатора в интегральной системе теплофикации на электростанции в Даляне в 1989 г. В конденсаторе диаметром 800 мм и длиной 3500 мм с 800 латунными трубами диаметром 16 мм с помощью гидрофобизирующего полимерного покрытия до сих пор поддерживается коэффициент теплопередачи от 6000 до 8000 Вт/(м²·С) при скорости охлаждающей воды 2–3 м/с. Конденсатор установлен взамен старого с пленочной конденсацией, который имел 1600 латунных труб тех же размеров.

Группа исследователей из Массачусетского технологического института в 2018 г. разработала способ покрытия латунных трубок поверхности теплообмена конденсатора турбины слоем

графена толщиной всего в один атом. Эксперимент показал [28], что это может улучшить интенсивность передачи тепла в четыре раза и, возможно, даже более. И в отличие от полимерных графеновые покрытия оказались очень долговечными при лабораторных испытаниях (рис. 26).

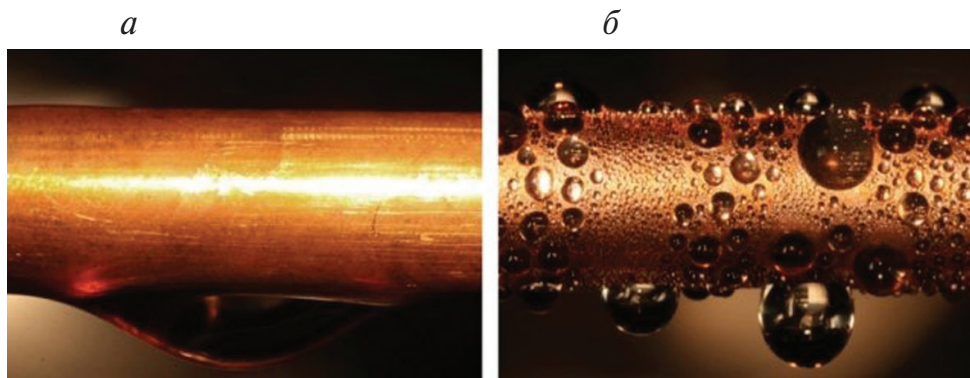


Рис. 26. Пленочная (а) и капельная (б) конденсация на латунных трубках. Мотиватор капельной конденсации — графен

Дальнейшие расчеты показали, что оптимизация температур теплоносителей может повысить этот эффект до 5–7 раз. Другой важный результат исследований — после двух полных недель в таких условиях не было заметной деградации в работе графенового покрытия. Новый метод может быть готов к тестированию в реальных условиях уже в 2018 г. И этот процесс должен быть легко масштабируемым для реальных конденсаторов паротурбинных установок электростанций.

.....

Мониторинг параметров и диагностирование работы конденсационной установки

Для эффективного функционирования конденсационной установки необходимо оперативно отслеживать и анализировать параметры режима работы и состояния конденсатора и других элементов конденсационной установки. При штатной измерительной технике, которая обычно устанавливается на электростанциях, конденсатор даже сегодня по-прежнему является «черным ящиком». Это, в частности, обусловлено сложностью измерительных задач в конденсаторах и неточностями, связанными с погрешностью приборов. Современные системы технического обслуживания энергетического оборудования должны включать в себя задачи диагностирования и мониторинга его технического состояния. Зарубежные компании разрабатывают диагностические системы для контроля различных проблем, возникающих при работе конденсаторов. Фирма Taprogge, например, разработала систему мониторинга конденсатора CMS (Condenser Monitoring System), которая предназначена не только для контроля рециркуляции шариков и эффективности шариковой очистки трубок, но и для определения скорости и расхода охлаждающей воды, а также коэффициента теплопередачи (рис. 27).

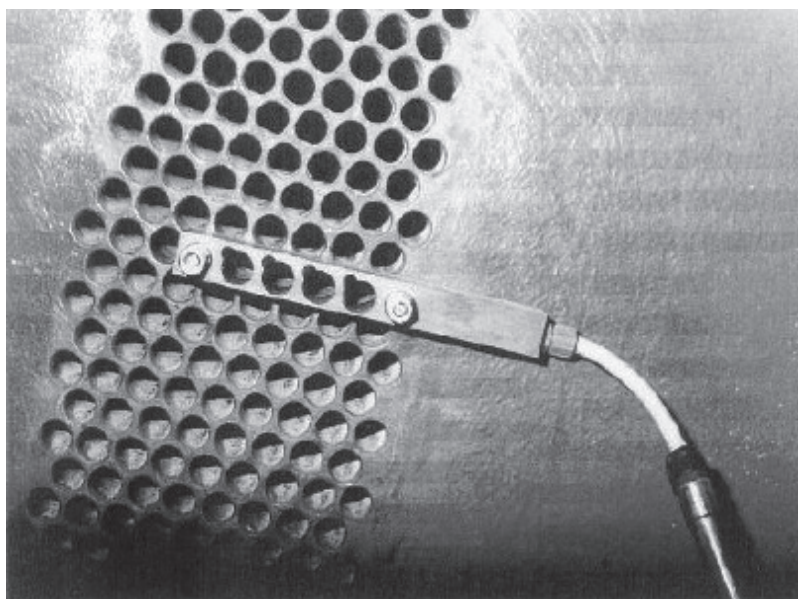


Рис. 27. Измерение скорости циркуляционной воды в системе мониторинга Taprogge

Одной из важнейших диагностических задач является оценка раздельного влияния на давление пара в конденсаторе присосов воздуха и загрязнений внутренней поверхности трубок. Для решения этой задачи иностранные производители разрабатывают сложные измерительные системы. Так, например, данные, в режиме реального времени предоставляемые системой RheoVac Sentry [29], позволяют персоналу станции легко определить, является ли причиной повышенного давления в конденсаторе наличие присосов воздуха или загрязнение конденсаторных трубок. Зонд RheoVac устанавливается в линии между конденсатором и воздухоудаляющим устройством (водокольцевым насосом или пароструйным эжектором). На двухкорпусный конденсатор устанавливают семь таких зондов. Каждый зонд измеряет температуру, давление, массовый расход паровоздушной смеси и влажность потока. О величине присосов воздуха можно судить по содержанию водяного пара в воздухе:

если оно ниже 2,5–3, то присосы воздуха увеличены. Если же присосы воздуха в норме, причиной ухудшения вакуума в конденсаторе следует считать загрязнение трубок поверхности теплообмена.

Аналитическое решение задачи разделения влияния загрязнений и присосов воздуха представлено в [30]. Для раздельного учета этих двух взаимосвязанных факторов разработана диагностическая модель, основанная на построении расчетной совместной характеристики конденсатора и эжектора. В соответствии с разработанной моделью эта характеристика состоит из двух участков (рис. 28). Участок 1 определяет работу конденсатора при расходах пара, близких к номинальному — от $0,5D_k$ до D_k . В этом диапазоне расходов пара при нормативных присосах воздуха влияние эжектора на давление пара в конденсаторе незначительно. На участке 2, при малых расходах пара, присосы воздуха приводят к перераспределению зон поверхностей теплообмена в конденсаторе — зон конденсации пара и паровоздушной смеси. Методика расчета участка 2 основана на использовании совместной характеристики «конденсатор — эжектор» и на величине парового сопротивления конденсатора и трубопроводов отсоса воздуха до эжектора, определяемой эмпирически для конкретных турбоустановок.

Оценка результирующего изменения давления пара в конденсаторе ($P_k = \Delta P_{\text{возд}} + \Delta P_{\text{загр}}$) в зависимости от количества присасываемого воздуха и загрязнения поверхности теплообмена проводится итерационным методом.

Точка В на рис. 28 соответствует расчетному нормативному значению давления в конденсаторе, без учета влияния воздуха и загрязнения поверхности теплообмена ($P_k^{\text{расч}}$). Точка Б — значение давления в конденсаторе с учетом влияния воздуха (P_k). Точка А соответствует фактическому значению давления в конденсаторе ($P_k^{\text{факт}}$). Разность значений давления в точках Б и В покажет величину влияния присосов воздуха ($\Delta P_{\text{возд}}$),

разность давлений между точками Б и А соответствует вкладу от влияния загрязнений ($\Delta P_{\text{загр}}$).

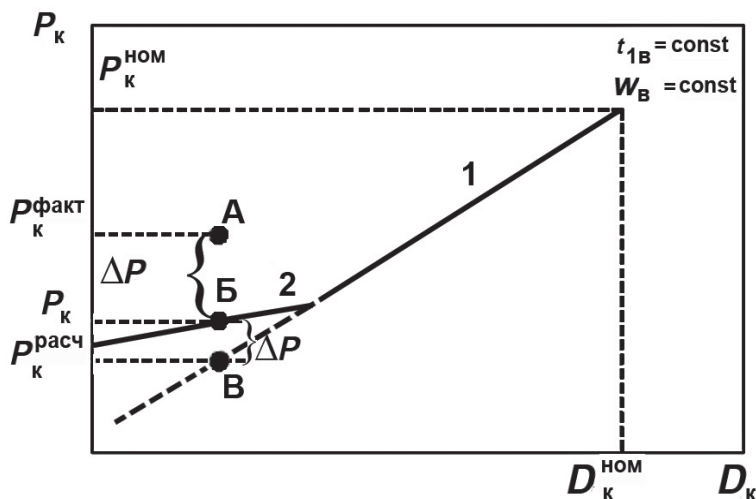


Рис. 28. Учет раздельного влияния присосов воздуха и загрязнений на величину давления пара в конденсаторе

Перспективно использование в системах мониторинга состояния конденсационных установок экспертных систем вероятностного типа, основанных на нечеткой логике с использованием теоремы Томаса Байеса [31]:

$$P(B|E) = P(B) \cdot P(E|B)/P(E),$$

где P — вероятность, B — гипотеза, E — свидетельства; $P(B)$ — вероятность того, что B истинно; $P(E)$ — вероятность того, что E истинно; $P(B|E)$ — вероятность B в случае истинности E , а $P(E|B)$ — вероятность E в случае истинности B .

Такие системы позволяют выявлять неполадки функционирования оборудования при недостатке или частичной недостоверности исходной информации. В этом случае в рамках разработанной оболочки системы мониторинга состояния и диагностирования конденсационной установки реализуются мо-

дули для отдельных технологических подсистем: собственно конденсатора, системы воздухоудаления, системы циркуляционного водоснабжения [32]. Возможно также построение диагностических систем на основе причинно-следственной модели, дерева решений, а также с использованием нейронных сетей.

Компания Westinghouse разработала систему Westinghouse EnergiTools вероятностного типа для диагностики работы турбины и ее подсистем, в том числе конденсатора и аппаратов системы регенерации [33]. Система работает на двух уровнях: мониторинга показателей работы и диагностирования причин отклонений от нормального функционирования. Функция DiagnosisTool использует результаты мониторинга и анализирует их с использованием экспертной базы знаний на основе байесовской статистики для определения вероятности каждой возможной причины нарушений в работе конденсатора или другого оборудования. Программное обеспечение EnergiTools позволяет легко интегрировать систему в IT-сети электростанции. Westinghouse EnergiTools работает на электростанциях Ringhals в Швеции, Comanche Peak в Техасе и ряде других, в том числе атомных.

Накопление данных о состоянии элементов конструкции конденсатора в рамках системы мониторинга дает возможность проведения оценки состояния и прогнозирования остаточного ресурса конденсатора на основе методов статистического анализа. Такой анализ позволяет спрогнозировать начало наступления периода исчерпания ресурса конденсатора, что позволяет перейти к ремонту конденсатора по его фактическому состоянию.

.....

Конденсаторы с воздушным охлаждением

Рост населения и увеличение энергоемкости во многих странах мира усиливают нагрузку на ограниченные ресурсы воды, необходимые для бытового использования, производства электроэнергии, промышленности и сельского хозяйства. Потребность в воде особенно трудно удовлетворить, поскольку районы с самым высоким приростом населения, увеличенным использованием воды и повышенным спросом на электроэнергию часто совпадают с районами, дефицитными по запасам воды.

В современной энергетике в связи с возросшими требованиями по охране окружающей среды и рациональному использованию водных ресурсов применение традиционных систем охлаждения отработавшего пара в турбине (градирни, брызгательные бассейны) становится проблематичным.

В качестве альтернативного варианта традиционным системам целесообразно применение конденсаторов с воздушным охлаждением. Использование воздушной системы охлаждения позволяет сократить уровень экологической напряженности (за счет отсутствия насыщения атмосферного воздуха водяными парами), практически полностью исключить безвозвратное водопотребление, устранить образование отложений в виде накипи и биообразований в теплообменном оборудовании, а значит, повысить его надежность. Применение воздушных конденсаторов позволяет отказаться от водозаборных и очистных

сооружений, градирен и других систем водоснабжения. Расположение электростанций с воздушным охлаждением конденсаторов не зависит от источника водоснабжения, что является огромным преимуществом.

В истории развития конденсаторов с воздушным охлаждением можно выделить три периода.

- В Европе с 1930 до 1970 г. доминировали конденсаторы с прямым воздушным охлаждением. Воздушные конденсаторы использовались на турбинах небольшой мощности, не превышающей 100 МВт.
- В 1970–1990-х гг. преобладали гибридные системы воздушного охлаждения. Мощность турбин составляла от 100 до 300 МВт. Значительное количество подобных установок построены в таких странах, как Южная Африка, Иран, Бразилия, Китай, Индия и США.
- Наконец, в начале 2000 г. началась новая эра турбин с конденсаторами с прямым воздушным охлаждением. Мощность турбин с такими конденсаторами составляет от 300 до 800 МВт.

Система конденсации с воздушным охлаждением состоит из трубопровода, подающего отработанный пар из турбины, пучка оребренных конденсационных труб, внутри которых происходит конденсация, устройств для подачи охлаждающего воздуха (например, осевых вентиляторов и их приводов) и трубопроводов для сбора пара и конденсата (так называемых дефлегматорных трубопроводов). В России значительный опыт фундаментальных и прикладных исследований по конденсации водяного пара внутри труб и интенсификации теплообмена со стороны воздуха, а также разработки и реализации вариантов схем воздушных конденсаторов накоплен в НПВП «Турбокон» [34, 35].

По способу подачи охлаждающего воздуха воздушно-конденсационные установки разделяются на схемы с естественной (рис. 29, *а*) и принудительной тягой, создаваемой вентиляторами (рис. 29, *б*).

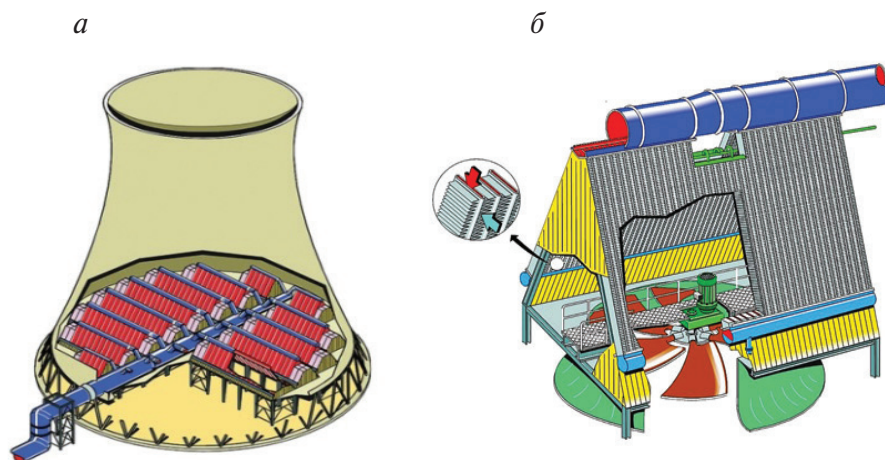


Рис. 29. Схемы подвода охлаждающего воздуха:
а — естественная циркуляция, *б* — принудительная циркуляция

Системы с естественной тягой требуют строительства больших башен, высотой до 100 м. Эти системы имеют более высокие капитальные затраты, чем системы с принудительной подачей воздуха, но у них низкие эксплуатационные расходы, поскольку они не требуют вентиляторов.

В энергетической практике существуют два типа воздушных конденсационных установок — с прямым воздушным охлаждением и косвенным, или гибридным, охлаждением. В случае прямого охлаждения выходящий из турбины пар непосредственно конденсируется внутри трубок конденсатора, которые снаружи охлаждаются окружающим воздухом (рис. 30, *а*).

При непрямом воздушном охлаждении пар, выходящий из турбины, конденсируется в поверхностном либо смешивающем конденсаторе с помощью холодного конденсата. Затем нагретый охлаждающий конденсат поступает в трубчатые теплообменники с наружной оребренной поверхностью, где и охлаждается воздухом. Циркуляция воздуха обеспечивается естественной тягой, созданной внутри большой градирни (рис. 30, *б*). В такой схеме отсутствуют потери теплоносителей.

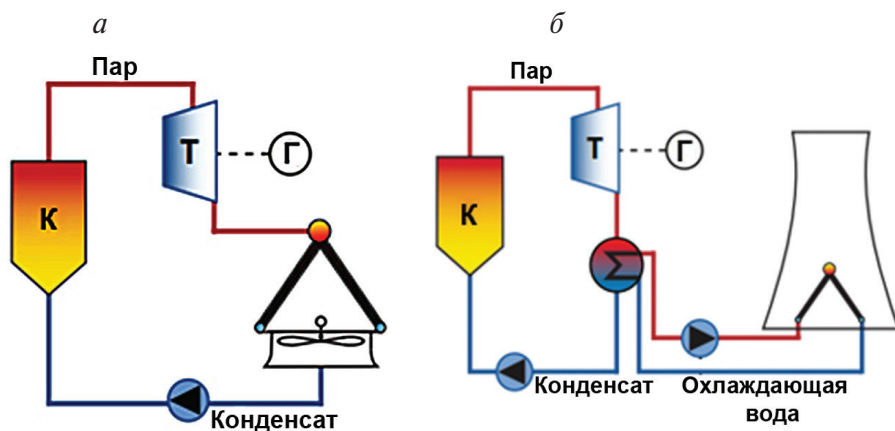


Рис. 30. Типы воздушно-конденсационных установок:

Т — турбина; К — котел; Г — генератор



Рис. 31. Оребренная теплообменная трубка
воздушного конденсатора

Эффективность теплообмена в воздушных конденсаторах существенно ниже, чем в водохлаждаемых. Лимитирующей теплообмен стороной является воздух. Поэтому для интенсифи-

кации теплоотдачи со стороны воздуха применяются трубы с внешним оребрением. На рис. 31 показана оребренная трубка воздушного конденсатора, которая имеет 4–5 ребер на каждый сантиметр длины.

Теплообменная поверхность воздушных конденсаторов может быть организована в пространстве различным образом, что иллюстрирует рис. 32 [36]. Наиболее распространенным типом конфигурации воздушных конденсаторов является тип А, или шатровая конфигурация.

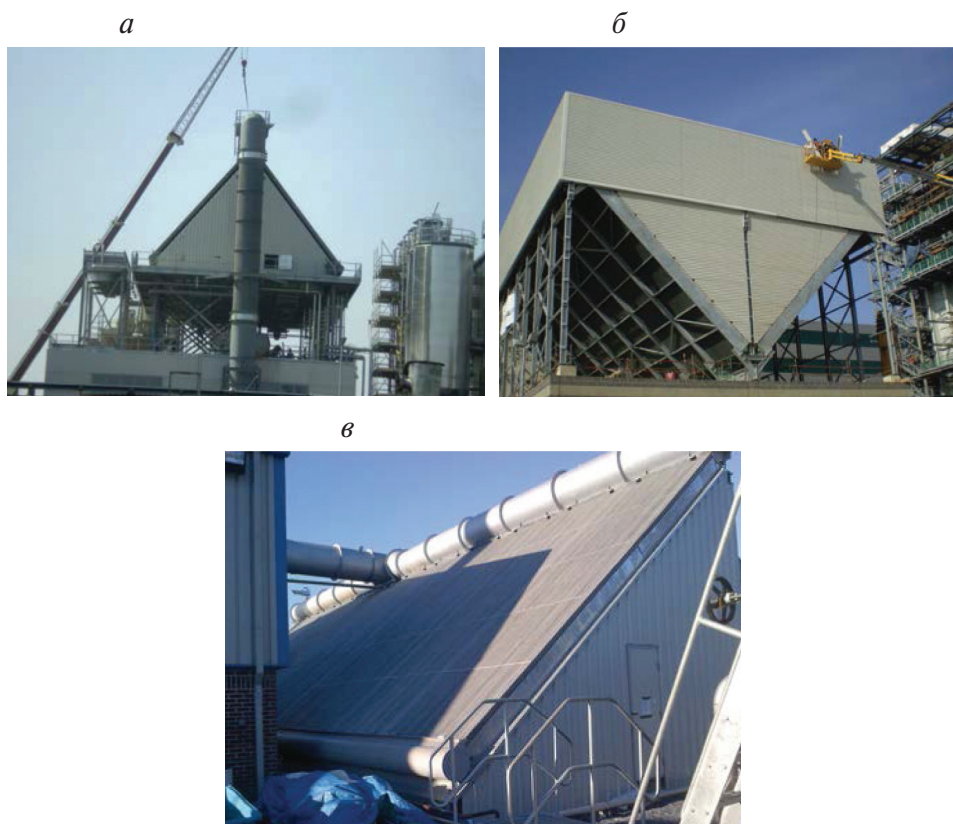


Рис. 32. Типы пространственной конфигурации воздушных конденсаторов:

а — тип А; *б* — тип V; *в* — тип Δ

Изготовлением воздушно-конденсационных установок занимаются такие компании, как Alfa Laval, Babcock & Wilcox в США и своих филиалах по всему миру, SPX Dry Cooling (головной офис в Бельгии, филиалы в разных странах мира), GEA, Kelvion Holding GmbH (специализированное подразделение фирмы GEA) в ФРГ, странах Северной Европы, ЮАР, России, Саудовской Аравии и Бразилии и др.

На рис. 33, а показана секция воздушного конденсатора V-образной компоновки разработки НПВП «Турбокон» [34, 35] для турбопривода химического производства. Поверхность теплообмена конденсатора набрана из отдельных модулей, приваренных к паровым коллекторам. Пар конденсируется в наклонных оребренных трубах, а конденсат собирается в нижнем конденсатном коллекторе. Каждая секция имеет четыре вентилятора диаметром 2,5 м, размещенных в верхней части воздушного конденсатора. Каждый из вентиляторов обслуживает четыре наклонно установленных модуля с длиной оребренных труб примерно 2,5 м. Паровой коллектор проходит в пространстве между модулями, конденсатный коллектор — под модулями.

Технические характеристики секции воздушно-конденсационной установки производства НПВП «Турбокон»:

Расход пара, т/ч	6
Степень сухости пара.....	1
Давление конденсации, кПа	11
Расход охлаждающего воздуха, м ³ /ч	0,53·10 ⁶
Расчетная температура, °С.....	+10
Поверхность теплообмена, м ²	44000
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² ·К)	30

К настоящему времени наибольшее количество энергоблоков с воздушно-конденсационными установками находится в эксплуатации в Китае (49 %), США (26 %) и Европе (Италия, Испания — 16 %). На Россию и другие страны (Белоруссия, Австралия, Южная Америка, Ближний Восток, Египет) приходится не более 2 % энергоблоков с воздушными конденса-

торами (рис. 34). Суммарная мощность блоков с воздушными конденсаторами в мире в 2007 г. достигла 81,4 ГВт, в 2013 г. — 115,9 ГВт и в 2017 г. — 150,6 ГВт.

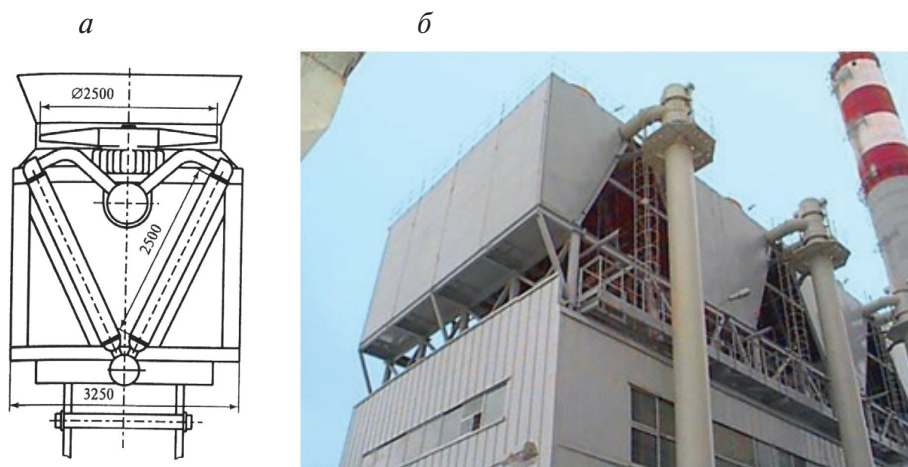


Рис. 33. Воздушные конденсаторы НПВП «Турбокон»:

a — секция V-образной компоновки для воздушно-конденсационной установки; *б* — воздушно-конденсационная установка на Московском мусоросжигательном заводе

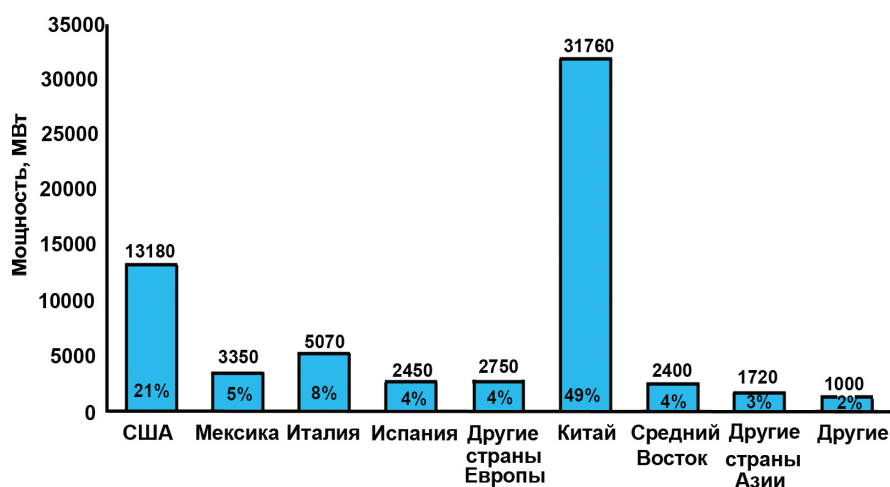


Рис. 34. Энергоблоки с воздушными конденсационными установками в различных странах мира (2000–2005 гг.)

Электростанции наибольшей мощности с воздушными конденсаторами построены в Южной Африке государственной коммунальной компанией Eskom [37]. Суммарная мощность этих электростанций составляет 44,1 ГВт. В табл. 7 приведены характеристики воздушных конденсационных установок крупнейших ТЭС Южной Африки [37].

В табл. 8 для сравнения показаны характеристики конденсаторов турбин одинаковой мощности с водяным и воздушным конденсаторами. Паровая турбина N-6—3,43 производства КНР, установленная в 2011 г. на электростанции «Уха-Худаг» в Монголии, оснащена воздушным конденсатором компании GEA, а конденсационная турбина К-6—3,4 Калужского турбинного завода — конденсатором с водяным охлаждением. Как показывают данные, приведенные в табл. 8, при одинаковой мощности турбин и одинаковом давлении в конденсаторе площадь поверхности теплообмена воздушного конденсатора почти на два порядка больше поверхности конденсатора с водяным охлаждением.

Таблица 7

**Характеристики воздушных конденсационных установок
крупнейших ТЭС Южной Африки**

Характеристики	Электростанции			
	Matimba	Medupi	Kusile	Kendal
Тип системы охлаждения	Прямое	Прямое	Прямое	Непрямое
Кол-во блоков × мощность блока (МВт)	6 × 665	6 × 794	6 × 798	6 × 686
Год постройки	1987	2007	2013	1988
Производитель	GEA	GEA	SPX	SPX
Высота до вентилятора, м	45	54	60	165
Длина ряда, м	72	100	100,8	161
Ширина ряда блока, м	82	112	112	500
Длина труб, м	9,4	10,4	11,0	264
Количество рядов	8	8	8	11

Окончание табл. 7

Характеристики	Электростанции			
	Matimba	Medupi	Kusile	Kendal
Кол-во вентиляторов в ряду	6	8	8	4
Диаметр вентилятора, м	10	11	11	16,8
Кол-во рядов паровых труб	2	2	3	—
Кол-во лопастей вентиляторов	8	8	8	—
Расход энергии на собственные нужды, МВт	12,0	12,4	12,4	3,4
Общая площадь конденсационной установки, м ²	35700	72252	66052	—
Высота платформы теплообменника относительно уровня земли, м	—	—	—	19,7–27,3

К достоинствам ВКУ следует отнести независимость расположения ТЭС относительно источника водоснабжения, экономию большого количества воды, а также снижение отрицательного экологического воздействия в районе расположения ТЭС. Недостатки воздушных конденсационных установок очевидны — большие габариты из-за низкого коэффициента теплопередачи, опасность замерзания труб (особенно периферийных) при низкой температуре наружного воздуха, сложность обязательной очистки оребренных трубок от загрязнения.

Таблица 8

**Сравнение характеристик конденсаторов с водяным
и воздушным охлаждением**

Показатели	Тип турбины	
	К-6–3,4	Н6–3,43
Номинальная мощность турбины, кВт	6000 (6600)	6000
Частота вращения ротора, об/мин	3000	3000

Окончание табл. 8

Показатели	Тип турбины	
	К-6—3,4	N6—3,43
Абсолютное давление свежего пара, МПа	3,4 (3,1—3,6)	3,4
Температура свежего пара, °С	435 (420—445)	435
Номинальное абсолютное давление пара за турбиной на конденсационном режиме, кПа	9,95	18
Номинальный расход пара на турбину на конденсационном режиме, т/ч	25,4	30,2
Тип конденсатора	КП-540/2	1 FAMA
Поверхность охлаждения, м ²	540	46216
Гидравлическое сопротивление по воде, кПа	40	—
Гидравлическое сопротивление по воздуху, Па	—	94
Номинальная температура охлаждающей воды, °С	32	—
Номинальная температура охлаждающего воздуха, °С	—	30
Номинальный расход охлаждающей воды на конденсатор и маслоохладители, м ³ /ч	2080	—
Номинальный расход охлаждающего воздуха на конденсатор, м ³ /ч	—	2 602 800

В целом капитальные затраты на сооружение воздушной конденсационной установки составляют 170 % по сравнению с затратами на аналогичную конденсационную установку с водяным охлаждением, тогда как площадь, занимаемая воздушным конденсатором, в 3 раза больше площади под водоохлаждаемым конденсатором.

.....

Вопросы для самопроверки

1. В чем состоят преимущества и недостатки изготовления конденсаторов на турбинных заводах и на специализированных предприятиях?
2. С какой целью производится вибрационный расчет конденсаторов?
3. От каких факторов зависит выбор схемы включения конденсаторов по охлаждающей воде?
4. Какой способ размещения конденсатора относительно турбины является самым распространенным?
5. Какие виды компоновки трубного пучка наиболее оптимальны?
6. В чем преимущества и недостатки применения титановых сплавов для изготовления трубок конденсатора?
7. Почему необходимо удалять неконденсирующиеся газы из парового пространства конденсатора?
8. Назовите виды загрязнений трубной поверхности конденсатора.
9. Каково назначение системы мониторинга и диагностики паротурбинной установки и конденсатора?

Заключение

По всем рассмотренным аспектам расчета, проектирования, изготовления и эксплуатации конденсаторов мощных паровых турбин ТЭС и АЭС можно сделать следующие выводы.

1. Вопросам выбора оптимальной компоновки трубного пучка всеми изготовителями конденсаторов уделяется большое внимание. Модульная компоновка, при всех своих преимуществах, не является универсальной, и в отдельных случаях оправдан выбор других способов организации трубного пучка конденсатора.
2. При выборе материала трубок и трубных досок конденсатора следует опираться прежде всего на условия работы конденсатора и тип источника водоснабжения, а также на показатели надежности и коррозионной стойкости материала. Использование новых марок сталей и сплавов может являться приемлемой альтернативой дорогостоящим титановым сплавам.
3. Принятые на российских турбинных заводах способы крепления трубок в трубных досках вполне соответствуют зарубежным, технологически отработаны и имеют высокую надежность.
4. Приведенная информация показывает изменение тенденции использования водокольцевых насосов для подсистем воздухоудаления в пользу применения струйных аппаратов, что указывает на необходимость дальнейшей разработки и исследования этих аппаратов.

5. Как при проектировании новых, так и при модернизации существующих конденсаторов ПТУ весьма актуальным является применение различных способов интенсификации теплообмена в конденсаторах (в том числе с помощью профилированных трубок).
6. Несмотря на многолетний успешный опыт и традиции разработки конденсаторов паровых турбин как в России, так и за рубежом, необходимо развитие информационных методов расчета и проектирования, а также систем мониторинга и диагностики, оснащенных современным инструментарием, что дает возможность дальнейшего совершенствования этих аппаратов на этапах их разработки и эксплуатации.

.....

Список библиографических ссылок

1. Машиностроение: энциклопедия / ред. совет: К. В. Фролов (пред.) [и др.]. Т. IV-10. Теплообменные аппараты технологических подсистем турбоустановок / К. Э. Аронсон, В. И. Брезгин, Ю. М. Бродов [и др.] ; под общ. ред. Ю. М. Бродова, О. О. Мильмана, В. Е. Михайлова [и др.]. М. : Инновационное машиностроение, 2016. 472 с.
2. Повышение эффективности и надежности теплообменных аппаратов паротурбинных установок : учебное пособие / Ю. М. Бродов [и др.]. 4-е изд., перераб. и доп. Екатеринбург : УрФУ, 2012. 570 с.
3. Современное состояние и тенденции в проектировании и эксплуатации водоохлаждаемых конденсаторов паровых турбин ТЭС и АЭС / Ю. М. Бродов [и др.] // Теплоэнергетика. 2019. № 1. С. 1–13.
4. Разработка требований по обоснованию безопасности продукции энергетического машиностроения / Ю. М. Бродов, К. Э. Аронсон, В. И. Брезгин [и др.] // Надежность и безопасность энергетики. 2015. № 3. С. 12–24.
5. Standards for Steam Surface Condensers. 10-th edition. Cleveland, Ohio: Heat Exchange Institute, 2011. P. 101.
6. Baumann P., Pesthy I. Development of Large Steam Condensers with Optimized Cost / Performance Ratio // ABB Review. 1997. № 3. Pp. 40–48.

7. Roy R. P., Ratisher M., Gokhale V. K. A Computational Model of a Power Plant Steam Condenser // *Journal of Energy Resources Technology*. 2001. Vol. 123. Pp. 81–91.
8. Теплообменники энергетических установок : учебник для вузов / К. Э. Аронсон, С. Н. Блинков, В. И. Брезгин [и др.] ; под общ. ред. проф., д-ра техн. наук Ю. М. Бродова. 3-е изд., перераб. и доп. Екатеринбург : УрФУ, 2014. 837 с.
9. Ravivarma R., Azhagiri P. Finite Element Analysis of a Tubesheet with considering effective geometry properties through design methodology validated by Experiment // *International Journal of Computational Engineering Research*. 2014. Is. 4. Pp. 43–51.
10. Standards for Steam Jet Vacuum Systems. 7th edition. Cleveland, Ohio: Heat Exchange Institute, 2012. 142 p.
11. Методы оценки вибрационных характеристик трубных систем регенеративных подогревателей низкого давления и подогревателей сетевой воды: РД 24.271.01–88. М. : Минтяжмаш СССР, 1988. 20 с.
12. Назаров В. В., Заекин Л. П. Конденсаторы мощных паровых турбин для ТЭС и АЭС // *Теплоэнергетика*. 2007. № 10. С. 61–68.
13. Condensers for Steam Power Plants [Electronic Recourse] // General Electric. <https://www.ge.com/power/steam/heat-exchange/condenser> (accessed at 10.01.19).
14. Трухний А. Д. Парогазовые установки электростанций : учебное пособие для вузов. М. : Изд. дом МЭИ, 2013. 648 с.
15. A Case Study of the French Nuclear Power Industry Steam Surface Condenser Tubes Forty Years Later / L. de Kerret [et al.] // *EPRI Condenser Symposium*. August 3–4, 2011. Chicago, Illinois. P. 10.
16. Инструмент для изготовления и ремонта теплообменного оборудования: каталог. СПб. : Санкт-Петербургский госуд. морской технический университет: Научно-про-

- изводственный учебный технологический центр, 2016. 48 с.
17. Steam Condensers for Power Plant [Electronic Recourse] / Famet Group. URL: <http://www.famet.com.pl/steam-condensers-for-power-plant> (accessed at 10.01.19).
 18. Ефимочкин Г. И. Сравнение и выбор воздухоудаляющих устройств для конденсаторов современных паровых турбин // Электрические станции. 1976. № 100. С. 29–33.
 19. Ranga Nadig. Evacuation Systems for Steam Surface Condensers: Vacuum Pumps or Steam Jet Air Ejectors? // Proceedings of the ASME 2016 Power Conference “POWER 2016”. June 26–30, 2016, Charlotte, North Carolina. P. 9.
 20. ESDU 86030. Ejectors and Steam Pumps: Design for Steam Driven Flow. London : ESDU/IHS Global. 2010. 85 p.
 21. Соломеев В. А., Трухний А. Д. Опыт эксплуатации конденсаторов мощных паровых турбин АЭС во Франции // Теплоэнергетика. 2001. № 11. С. 71–72.
 22. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации : РД 34.20.501–95. М. : ОРГРЭС, 1996. 188 с.
 23. Мурманский Б. Е., Аронсон К. Э., Бродов Ю. М. Оценка остаточного ресурса конденсаторов ПТУ на основе статистических моделей // Теплоэнергетика. 2015. № 11. С. 21–25.
 24. Ремонт и техническое обслуживание оборудования паротурбинных установок : справочник в 2 т. Т. 2 // Ю. М. Бродов, К. Э. Аронсон, Ю. М. Гофман [и др.] / под общ. ред. Ю. М. Бродова. Екатеринбург : УрФУ, 2011.
 25. Бродов Ю. М. Надежность оборудования паротурбинных установок: учебное пособие / Ю. М. Бродов, К. Э. Аронсон, Б. Е. Мурманский [и др.] ; под общ. ред. Ю. М. Бродова. Екатеринбург : УрФУ, 2017. 384 с.

26. Ralph L. Webb. Enhanced Condenser Tubes in a Nuclear Power Plant for Heat Rate Improvement // Heat Transfer Engineering. 2011. Vol. 32, № 10. Pp. 905–913.
27. Advances in dropwise condensation heat transfer: Chinese research/Xuehu Ma [et al.] // Chemical Engineering Journal. 2000. № 78 (2). Pp. 87–93.
28. Scalable Graphene Coatings for Enhanced Condensation Heat Transfer / D.J. Preston, D.L. Mafra, N. Miljkovic [et al.] // Nano Letters. 2015. № 15 (5). P. 2902. doi: 10.1021/nl504628s.
29. RheoVac. Condenser Performance Monitor [Electronic Recourse] / INTEK. <https://intekflow.com/condenser-instruments/rheovac-condenser-monitors> (accessed at 10.01.19).
30. Разработка и апробация элементов системы мониторинга состояния и диагностики конденсатора паровой турбины / С. И. Хае́т [и др.] // Теплоэнергетика. 2003. № 7. С. 67–69.
31. Нейлор К. Как построить свою экспертную систему. М. : Энергоатомиздат, 1991. 250 с.
32. Концепция комплексной системы мониторинга состояния оборудования энергоблока / К. Э. Аронсон, Н. Н. Акифьева, Ю. М. Бродов [и др.] // Теплоэнергетика. 2001. № 2. С. 47–53.
33. EnergiTools Performance and Diagnosis Tools for Finding Lost MegaWatts [Electronic recourse] / Westinghouse Electric Company. 2014. URL: <http://www.westinghousenuclear.com/>(accessed at 10.01.19).
34. Федоров В. А., Мильман О. О. Конденсаторы паротурбинных установок / В. А. Федоров, М. : Изд. МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2013. 560 с.
35. Мильман О. О., Федоров В. А. Воздушно-конденсационные установки / О. О. Мильман, В. А. Федоров. М. : Изд-во МЭИ, 2002. 207 с.

36. Air Cooled Condensers [Electronic recourse] / B&W. 2016 SPIG. URL: <https://www.babcock.com/-/media/documents/products/dry-cooling-systems/e401-1000-air-cooled-condensers.ashx> (accessed at 10.01.19).
37. Lennon S. Advances in Dry Cooling Deployed at South African Power Stations [Electronic Recourse] // 2011 Summer Seminar (August 1, 2011). Electric Power research Institute. Eskom, 2011. URL: <https://www.studocu.com/en/document/university-of-pretoria/social-sciences/lecture-notes/eskom-dry-cooling-power-stations/1619352/view> (accessed at 10.01.19).

.....

Оглавление

Введение	3
Проектирование и изготовление конденсаторов	6
Расчет конденсаторов	11
Схемы включения конденсаторов по охлаждающей воде	17
Компоновка конденсатора	19
Трубный пучок конденсатора.....	27
Материалы элементов конструкции конденсатора	35
Система воздухоудаления	43
Загрязнение трубной поверхности конденсатора.....	53
Повреждения трубного пучка и замена трубок.....	66
Интенсификация теплообмена в конденсаторах.....	72
Мониторинг параметров и диагностирование работы конденсационной установки	78
Конденсаторы с воздушным охлаждением	83
Вопросы для самопроверки	93
Заключение	94
Список библиографических ссылок	96



Юрий Миронович Бродов
Доктор технических наук,
профессор, заведующий кафедрой
«Турбины и двигатели»



Константин Эрленович Аронсон
Доктор технических наук,
главный научный сотрудник,
профессор кафедры «Турбины
и двигатели»



Александр Юрьевич Рябчиков
Доктор технических наук,
главный научный сотрудник,
профессор кафедры «Турбины
и двигатели»



Марина Алексеевна Ниренштейн
Старший научный сотрудник
кафедры «Турбины и двигатели»



**Николай Владимирович
Желонкин**

Кандидат технических наук,
доцент кафедры «Турбины
и двигатели»



Дмитрий Витальевич Брезгин

Кандидат технических наук,
ведущий научный сотрудник
кафедры «Турбины и двигатели»



Илья Борисович Мурманский

Кандидат технических наук, стар-
ший научный сотрудник
кафедры «Турбины и двигатели»



Нарандулам Гомборагчаа

Аспирант кафедры «Турбины
и двигатели»

Учебное издание

Бродов Юрий Миронович
Аронсон Константин Эрленович
Рябчиков Александр Юрьевич
Ниренштейн Марина Алексеевна
Желонкин Николай Владимирович
Брезгин Дмитрий Витальевич,
Мурманский Илья Борисович
Гомборагчаа Нарандулам

СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ И ТЕНДЕНЦИИ В ПРОЕКТИРОВАНИИ И ЭКСПЛУАТАЦИИ КОНДЕНСАТОРОВ МОЩНЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН ТЭС И АЭС

Редактор В. О. Корионова
Верстка Е. В. Ровнушкиной

Подписано в печать 29.01.2019. Формат 70×100 1/16.
Бумага писчая. Цифровая печать. Усл. печ. л. 8,4.
Уч.-изд. л. 4,7. Тираж 50 экз. Заказ 44.

Издательство Уральского университета
Редакционно-издательский отдел ИПЦ УрФУ
620049, Екатеринбург, ул. С. Ковалевской, 5
Тел.: 8 (343) 375-48-25, 375-46-85, 374-19-41
E-mail: rio@urfu.ru

Отпечатано в Издательско-полиграфическом центре УрФУ
620083, Екатеринбург, ул. Тургенева, 4
Тел.: 8 (343) 358-93-06, 350-58-20, 350-90-13
Факс: 8 (343) 358-93-06
<http://print.urfu.ru>

